

გათბობა და ვენტილაცია

I ნაწილი

საქართველოს სსრ უმაღლესი და საშუალო სპეციალური განათლებას
სამინისტროს მიერ დამტკიცებულია სახელმძღვანელოდ თბოაირმოვა-
რეგებისა და ვენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისათვის

მეორე შივსიბეული და გადაშუშავებული გამოცემა

რ ე ღ ა ქ ტ ო რ ი ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი,
დოცენტი მ. ზრძელიშვილი

წიგნში განხილულია შენობათა ცენტრალური და ადგილობრივი გათბობის სისტემები; მოცემულია სათავისის თბური რეჟიმის გაანგარიშება, გათბობის სისტემების თბური სიმძლავრის დადგენა და მისი ცალკეული ელემენტების შერჩევა და გაანგარიშება.

სახელმძღვანელო განკუთვნილია უმაღლესი სასწავლებლების თბოაირ-მომარაგებისა და ვენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისათვის. იგი გარკვეულ დანმარებას გაუწევს აგრეთვე სამშენებლო-სამონტაჟო, საექსპლუატაციო და საპროექტო ორგანიზაციებში მომუშავე ინჟინერ-ტექნიკურ პერსონალს.

რ ე ც ე ნ ზ ე ნ ტ ე ბ ი: ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, პროფესორი გ. რატიანი, საქართველოს ქალაქმშენსახპროექტის ტექნიკური განყოფილება, უფროსი, სსრ დამსახურებული ინჟინერი ნ. უნგიაძე.

ავტორის პას

თბოელექტროცენტრალების (თეც) და მსხვილი სარაიონო საქვებების გამოყენების ბაზაზე საბჭოთა კავშირში განსაკუთრებით დიდი მნიშვნელობა ენიჭება ცენტრალიზებული წყლით თბომომარაგების განვითარებას.

ცენტრალიზებული თბომომარაგების გამოყენებამ საშუალება მოგვცა პატარ-პატარა ადგილობრივი საქვებების გაუქმებისა, ერთ-მილოვანი წყლით სათბობი სისტემების ფართოდ დანერგვისა, სამრეწველო დანიშნულების ობიექტებზე ორთქლის სისტემის ნაცვლად წყლით გათბობის სისტემების გამოყენებისა და სხვ.

გათბობის ტექნიკის ამ მიმართულებით განვითარებამ, ცხადია, გამოიწვია რიგი დამკვიდრებული ცნებების შეცვლა, რამაც, თავის მხრივ, გამოიწვია ახალი სასწავლო პროგრამის შედგენის საჭიროება „თბოაირმომარაგების და ვენტილაციის“ სპეციალობის სტუდენტებისათვის.

წინამდებარე სახელმძღვანელოს მეორე გამოცემის აუცილებლობა (გარდა იმისა, რომ 1967 წელს გამოცემული პირველი სახელმძღვანელო პრაქტიკულად აღარ არსებობს) განაპირობა სწორედ 1975 წ. ახალი სასწავლო პროგრამის გამოშვებამ.

სახელმძღვანელო „გათბობა“ წარმოადგენს ზოგადი კურსის „გათბობა და ვენტილაციის“ პირველ ნაწილს. მასში განხილულია: შენობის თბური რეჟიმის გაანგარიშების ძი-

რითადი საკითხები, შენობების თბოდანაკარგების განსაზღვრის მეთოდები, გათბობის ხელსაწყოების და სისტემების გაანგარიშების სხვადასხვა მეთოდები, გათბობის სისტემების კონსტრუირებისა და ექსპლუატაციის საკითხები და სხვ.

წიგნში შეტანილი არ არის ის მასალა, რომელსაც სტუდენტები საფუძვლიანად გადიან ისეთი მონათესავე დისციპლინების შესწავლისას, როგორცაა: „სამშენებლო თბოფიზიკა“, „თბოგადაცემა და თერმოდინამიკა“, „საქვებე დანადგარები“, „ტუმბოები და ვენტilatორები“, „თბომომარაგება“, „აირმომარაგება“, „ჰიდრაულიკა“ და ა. შ.

წიგნის ცალკეული ნაწილების მოცულობა განსაზღვრულია მარტოდენ მათი პრაქტიკული მნიშვნელობით და შეესაბამება სასწავლო პროგრამას.

სახელმძღვანელოში ფიზიკური სიდიდეები გამოსახულია საერთაშორისო СИ სისტემის ერთეულებში.

1 ო ა 3 0. შ ე ს ა ვ ა ლ 0

§ 1.1. გათბობის დანიშნულება

გათბობის ტექნიკა სსრ კავშირში ვითარდება კომუნისტური მშენებლობის პრაქტიკასთან ერთობლიობაში. გათბობის ტექნიკის სპეციალისტები მონაწილეობენ სახელმწიფოს მატერიალური დოვლათის შექმნის პროცესში, ხელს უწყობენ წარმოების ეფექტურობის ამაღლებასა და ზრდას, ეკონომიკის ინტენსიურ განვითარებას.

გათბობა შენობის საინჟინრო მოწყობილობის ერთ-ერთი სახეა. გათბობის ტექნიკა მკიდრო კავშირშია სამშენებლო ტექნიკასთან; მისი სტაციონარული დანადგარების მონტაჟი წარმოებს შენობის მშენებლობის პროცესში. შენობისათვის ამა თუ იმ სახის გათბობის სისტემის შერჩევისას მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ამ შენობის დანიშნულება, საერთო არქიტექტურული კომპოზიცია, მოცულობა, სამშენებლო კონსტრუქციების სახე და მასალა, სამშენებლო სამუშაოების წარმოების მეთოდები და სხვა ფაქტორები.

გათბობის დანიშნულებაა წლის ცივ პერიოდში გარკვეულ დონეზე ექიროს შენობათა სათავსების ჰაერის ტემპერატურა და შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირის ტემპერატურა, ანუ სათავსში შექმნას ტემპერატურის ის ოპტიმალური პირობები, რომელიც მიზანშეწონილი იქნება ზრომისა და დასვენებისათვის.

შენობათა გათბობის სისტემების მოწყობა საჭიროა არა მარტო ადამიანთა ჯანმრთელობის დაცვის თვალსაზრისით, არამედ თვით სამშენებლო კონსტრუქციების დეფორმაციისაგან დაცვის მიზნითაც. ცნობილია, რომ შენობები, რომელთაც არასრულყოფილი გათბობა აქვთ; სამშენებლო კონსტრუქციების დანესტიანების, გაყინვისა და დაბრეკვის გამო ადრე გამოდიან მწყობრიდან.

გათბობის სისტემებს ხშირად სპეციალურ (ტექნოლოგიურ) მოთხოვნებს უყენებენ. მრეწველობის ბევრი დარგის (მაგალითად: საფეიქრო, ხის, ქალაღის, ლითონის დასამუშავებელ, პოლიგრაფიულ, კვების მრეწველობის და სხვ.) საწარმოთა სათავსებში საჭიროა განსაზღვრული ტემპერატურისა და ტენიანობის ჰაერი. საზოგადოებრივი დანიშნულების ისეთ შენობებში, როგორცაა მუზეუმი, სამხატვრო გა-

ლერეა, არქივი, წიგნსაცავი მხატვრული, კულტურული და ისტორიული განძეულობის დაცვა და შენახვა შეიძლება მხოლოდ ჰაერის განსაზღვრული ტემპერატურისა და ტენიანობის პირობებში.

ასევე გარკვეული ტემპერატურული რეჟიმის შექმნაა საჭირო ცხოველების, ფრინველების, მცენარეების და კვების მრეწველობის პროდუქტების ნორმალურად მოსავლელად და შესანახად.

გათბობის ფუნქციონირება ხასიათდება გარკვეული პერიოდულობით წლის განმავლობაში და დანადგარების სიმძლავრის ცვალებადობით, რაც, უპირველეს ყოვლისა, დამოკიდებულია ზამთრის მეტეოროლოგიურ პირობებზე, რადგანაც გარე ჰაერის ტემპერატურის დაკლებისა და ქარის გაძლიერებისას გამთბარი დანადგარების თბოგაცემა შენობაში უნდა გაიზარდოს, ხოლო გარე ჰაერის ტემპერატურის და მზის რადიაციის გაზრდისას — უნდა შემცირდეს. გარდა მეტეოროლოგიური პირობებისა, სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობაზე გავლენას ახდენს სათავსებში განლაგებული სამრეწველო ან საყოფაცხოვრებო დანიშნულების დანადგარებიდან სითბოს გამოყოფის უთანაბრობა, რისთვისაც საჭირო ხდება გათბობის სისტემის სიმძლავრის რეგულირება.

აქედან გამომდინარე ცხადია, რომ შენობათა სათავსებში თბური კომფორტული პირობების შესაქმნელად საჭიროა ტექნიკურად სრულყოფილი სათბობი დანადგარების გამოყენება. ამასთანავე, რაც უფრო მაღალი მოთხოვნებია წაყენებული სათავსებში კარგი თბური პირობების შესაქმნელად, მით უფრო მძლავრი და საიმედო უნდა იყოს გათბობის სისტემა.

სამრეწველო დანიშნულების და სოფლის მეურნეობის დარგში გამოყენებული ნაგებობებისა და აგრეთვე ზოგ საზოგადოებრივ და სამოქალაქო დანიშნულების შენობებში გათბობა და ვენტილაცია განუყოფელია. ისინი ერთად ქმნიან არა მარტო თბურ პირობებს, არამედ უზრუნველყოფენ ჰაერის საჭირო ტენიანობას, მოძრაობის სიჩქარეს, სისუფთავეს და წნევას, ე. ი. გათბობა და ვენტილაცია წლის ცივ პერიოდში ერთობლივად ქმნიან საჭირო სანიტარიულ-ჰიგიენურ პირობებს — ხელოვნურ კლიმატს.

საბჭოთა ხალხის კულტურული დონის ამაღლებასთან დაკავშირებით ახალი, უფრო მაღალი მოთხოვნები აქვთ წაყენებული სათავსების თბურ რეჟიმს, ანუ ადამიანთა შემოქმედებისათვის საჭირო ოპტიმალური პირობების შექმნას. ცნობილია, რომ მსმენილთა მიერ ახსნილი მასალის შეთვისება დიდადაა დამოკიდებული სათავსის ტემპერატურაზე, ასე, მაგალითად, თუ ოპტიმალურ ტემპერატურას 22°C დავწევთ

15°C-მდე, მსხეულთა შეთვისების უნარი მცირდება 25%-ით, ხოლო თუ გავზრდით 30°C-მდე — 50%-ით.

ამრიგად, სწორად შერჩეულ დაგეგმარებულ და დამონტაჟებულ გათბობის სისტემებზე დამოკიდებულია ადამიანთა კარგი გუნება-განწყობის და მაღალი შრომის უნარის საჭირო პირობების შექმნა. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ გათბობის მიზნებისათვის საჭირო სათბობის რაოდენობა შესამჩნევი სიდიდეა (საბჭოთა კავშირში მოპოვებული სათბობის 30-35%-ს შეადგენს) და ამდენად, გათბობის ოპტიმალური სისტემების შერჩევა გარკვეულ ეკონომიკურ ეფექტს იძლევა.

ჩვენი ქვეყნის ტერიტორიის უმეტესი ნაწილი გამოირჩევა მძიმე, სუსხიანი ზამთრის კლიმატით, რის გამოც გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა უმთავრესად 6-8 თვეს გრძელდება, ზოგჯერ ეს ხანგრძლივობა 9 თვემდეც (მურმანსკის, არხანგელსკის და სხვ. ოლქებში) იზრდება. ხოლო რაც შეეხება მაგადანის მხარეს და იაკუტიას, აქ სათბობი სისტემები მთელი წლის განმავლობაში მოქმედებენ.

გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა მცირეა (სამი-ოთხი თვე) მხოლოდ ჩვენი ქვეყნის სამხრეთ რაიონებში.

ყველა ზემოთ განხილული საკითხის ღრმად და საფუძვლიანად ათვისებასა და შესწავლას ითვალისწინებს წინამდებარე სახელმძღვანელო.

§ 1.2. გათბობის ტექნიკის განვითარება

გათბობის და ვენტილაციის ტექნიკის, ისევე როგორც მრეწველობის და მშენებლობის სხვა რომელიმე ნებისმიერი დარგის, განვითარების უმთავრესი ეტაპები განისაზღვრება საწარმოო ძალებისა და საწარმოო ურთიერთობათა განვითარებით.

გათბობის სისტემის ჩასახვის პერიოდში სათბობის დაწვა ხდებოდა უშუალოდ საცხოვრებელ სათავსში. ნამწვი აირები ატმოსფეროში გაიყვანებოდა გადახურვაში დატოვებული ნახვრეტებიდან.

განვითარების შემდგომ ეტაპზე სათბობის დაწვა ხდებოდა სპეციალურ მოწყობილობებში, რომლებიც იმავე დროს გამოიყენებოდა საყოფაცხოვრებო მიზნებისათვის (მაგალითად, საკმლის მოსამზადებლად).

ერთ და იმავე დროს გვხვდებოდა გათბობის ტექნიკური მოწყობილობები, რომლებიც თავისი დონით იყო ძალიან პრიმიტიული ან ტექნიკურად საკმაოდ მაღალ დონეზე იდგა. ასე, მაგალითად, უშუალოდ სათავსში სათბობის დაწვის გვერდით ჭერ კიდევ ჩვენს წელთაღრიცხვამდე იყენებდნენ (ახლანდელი თურქეთის ტერიტორიაზე) სპე-

ციალურ მილებს, რომლებშიც მიეწოდებოდა ცხელი წყალი საცხოვრებელი სახლის სარდაფში განლაგებული ქვაბებიდან. ძველი რომის ტერიტორიაზე გვხვდება გათბობის სისტემა ნამწვი აირების გამოყენებით, რომელიც ცირკულირებდა სათავის იატაკში დატანებული სპეციალური კვამლსატარი არხების ქსელში.

კვამლსადენარხებიანი ღია უბრალო ბუხრები პირველად გამოყენებული იყო ჩვენი წელთაღრიცხვის პირველ საუკუნეებში. დიდი დრო დასჭირდა ბუხრების და ღუმლების კონსტრუქციების გაუმჯობესებას.

ორთქლისა და წყლის სათბობი სისტემები ევროპის ქვეყნებში მხოლოდ გასული საუკუნის დასაწყისში გავრცელდა. პირველ ხანებში მათ ექვის თვალით უყურებდნენ, რადგან ძალიან ძვირი, ტექნიკურად რთული იყო და მუშაობაში არასაიმედოდ თვლიდნენ, მაგრამ ჩვენი საუკუნის დასაწყისიდან ამ სისტემებმა შესაფერისი ადგილი დაიკავეს. განსაკუთრებით გავრცელდა წყლით სათბობი სისტემები იმ დროიდან, როდესაც შეიქმნა ტუმბოიანი სისტემები.

გათბობის ტექნიკის განვითარების შემდგომ ეტაპს მიეკუთვნება კვარტალების, ცალკეული რაიონების ან მთლიანად ქალაქების ცენტრალიზებული თბომომარაგება. ეს ცენტრალიზაცია მიმდინარეობდა როგორც საქვაბეების გადიდებით, ისე ელექტროენერჯისა და სარაიონო საქვაბეებისათვის სითბოს კომბინირებული გამომუშავებით.

გათბობის ტექნიკის განვითარებაზე გავლენას ახდენდა დასაწვავად გამოყენებული სათბობის სახეობა. მრავალი საუკუნის განმავლობაში გათბობის სისტემებში იყენებდნენ მყარი (შეშა, ქვანახშირი და სხვ.) სათბობის ენერჯიას. ახალი სახის სათბობის მიღების შედეგად მყარი სათბობი თანდათან შეცვალა წვადმა აირებმა და თხევადმა სათბობმა.

გათბობის მიზნებისათვის ხშირად იყენებენ მზის ენერჯიას ე. წ. ჰელიო დანადგარების მოწყობით, თუმცა დედამიწის ზედაპირზე მოსული მზის სხივური ნაკადის სიმკვრივის სიმცირე ზღუდავს ჰელიოდანადგარების სიმძლავრეს. ჩვენი ქვეყნის ზოგიერთ რაიონში (კერძოდ, კამჩატკაზე, თბილისში და სხვ.) გათბობის მიზნებისათვის იყენებენ გეოთერმულ (დედამიწის სიღრმის სითბო) ენერჯიას — მიღებულს ორთქლისა და ცხელი წყლის სახით.

დედამიწაზე სათბობის მარაგის გარკვეული შეზღუდულობის გამო დიდი მნიშვნელობა ენიჭება ჰელიო და გეოთერმული ენერჯიის შემდგომში ფართოდ გამოყენებას. ამავე მიზეზების გამო სითბოს მიღების მთავარ წყაროდ გვევლინება ატომური ენერჯია. ენერგეტიკის შემდგომი განვითარება ატომური ენერჯიის გამოყენებით და ელექტრო-

ფნერგიის ქარბი მარაგის შექმნა ძირეულ ზეგავლენას მოახდენს გათბობის ტექნიკის შემდგომ განვითარებაზე.

შენობების გათბობის და ვენტილაციის ყველაზე რაციონალური მეთოდების გამონახვა, გათბობის და ვენტილაციის მოწყობილობების ახალი სრულყოფილი კონსტრუქციების შექმნა, მათი მონტაჟისა და ინდუსტრიალიზაციის ყოველმხრივი გაუმჯობესება და შემდგომი სრულყოფა არის ის არასრული ნუსხა ამოცანებისა, რომლებიც ამჟამად დგას გათბობის და ვენტილაციის დარგში მომუშავე სპეციალისტების წინაშე.

II თ ა ვ ი. გათხოვის სისტემების დანახიანება

§ 2. 1. სათხოვი დანადგარისაღვი წაუხეაული მოთხოვნები

სათხოვი დანადგარი წარმოადგენს შენობის სამშენებლო-ტექნოლოგიურ დანადგარს და მას წაუყენება მთელი რიგი მოთხოვნები. ეს მოთხოვნა შეიძლება დავეყოთ ხუთ ჯგუფად:

1. სანიტარიულ-ჰიგიენური — გულისხმობს სათავსში (აუმიზე და სიმალეზე) განსაზღვრული და თანაბარი ტემპერატურის შენარჩუნებას ისე, რომ ადგილი არ ჰქონდეს ჰაერის გაძლიერებულ მოძრაობას. აღნიშნული მოთხოვნა ითვალისწინებს აგრეთვე სათხოვი ხელსაწყოთა ზედპირის ტემპერატურის გარკვეულ სიდიდემდე შემოფარგვლას.

2. ეკონომიკური — გულისხმობს პირველადი და საექსპლუატაციო ხარჯების შემოფარგვლას, ლითონის ხარჯის შემცირებას.

3. სამშენებლო — გულისხმობს სათხოვი ელემენტების შესაბამისობას სათავსის არქიტექტურულ-დაგეგმარებით გადაწყვეტასთან, სამშენებლო-სამონტაჟო სამუშაოთა წარმოების ვადის შემოფარგვლას, გარდა ამისა, შესაძლებელი უნდა იყოს სათხოვი დანადგარის რემონტის ჩატარება ისე, რომ არ დაზიანდეს შენობის ძირითადი კონსტრუქციები.

4. სამონტაჟო — გულისხმობს საქარხნო დამზადების პირობებში უნიფიცირებული დეტალების და კვანძების რაოდენობის შემცირებას, მონტაჟის დროს ხელით შრომის შემცირებას შრომის ნაყოფიერების გაზრდის მიზნით.

5. საექსპლუატაციო — გულისხმობს ხანგამძლეობის უზრუნველყოფას, მართვის მოხერხებულობას და სიმარტივეს, უხმაურობას, მოქმედების დროს უსაფრთხოებას, თბურ საიმედოობას.

თბური საიმედოობა გულისხმობს სათხოვი დანადგარის მიერ მისი დანიშნულების შესრულებას გათხოვის მთელი სეზონის განმავლობაში. დანადგარს უნდა შეეძლოს მოთხოვნილებისა და მიხედვით სათავსისადმი ცვალებადი სითბოს რაოდენობის გადაცემა.

ზემოთ ჩამოთვლილი მოთხოვნები პირობითი ხასიათისაა და იგი ეხება როგორც მშენებლობის, ასევე ექსპლუატაციის პერიოდს.

ყველა მოთხოვნა მნიშვნელოვანია, მაგრამ ძირითადად მაინც უნდა ჩაითვალოს მოთხოვნა, რომელიც ითვალისწინებს სანპიგიენური პირობების უზრუნველყოფას თბური საიმედოობის დაცვით, შენობის ექსპლუატაციის მთელი ვადის განმავლობაში.

§ 2.2. გათბობის სისტემების კლასიფიკაცია

გათბობის სისტემა — სხვადასხვა კონსტრუქციული ელემენტების ისეთი კომპლექსია, რომელშიც უნდა უზრუნველყოს გასათბობი სათავსებისათვის საჭირო რაოდენობის სითბოს გამომუშავება, მისი ტრანსპორტირება და გადაცემა.

გათბობის სისტემები ორი სახისაა: ადგილობრივი და ცენტრალური.

ამ სისტემების უმთავრესი კონსტრუქციული ელემენტებია: ა) თბოგადამცემი ელემენტი, რომელშიც სითბო მიიღება სათბობის წყის შედეგად ან სხვა წყაროდან; ბ) თბოსადენები, ანუ მილსადენების და არხების ქსელები, რომელთა საშუალებითაც ხდება სითბოს ტრანსპორტირება თბოგადამცემიდან სათბობ ხელსაწყომდე; გ) გამთბობი ხელსაწყო — ელემენტი, რომელიც მიღებულ სითბოს გადასცემს სათავსს.

თბოგადამცემებში მიღებული სითბოს გადატანა წარმოებს თბოშემცველის საშუალებით. ის შეიძლება იყოს თხევადი (წყალი) ან აირადი (ორთქლი, ჰაერი, აირი). თბოშემცველის სახეობის მიხედვით განასხვავებენ წყლის, ჰაერის, ორთქლის და აირის გათბობის სისტემებს. გარდა ამ სისტემებისა, არსებობს კიდევ ელექტრული გათბობის სისტემა.

გათბობის ადგილობრივ სისტემებს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებშიც სამივე კონსტრუქციული ელემენტი (თბოგადამცემი, თბოსადენები და გამთბობი ხელსაწყოები) გაერთიანებულია ერთ დანადგარად; ასეთ სისტემებს მიეკუთვნებიან: აირის ან ელექტრონის ადგილობრივი ხელსაწყოები, ბუხრები და ლუმები. ამ უკანასკნელებში თბოგადამცემს წარმოადგენს საცეცხლისი, რომელშიც სითბოს მისაღებად იწვის მყარი, თხევადი ან აირადი სათბობი; თბოსადენს წარმოადგენს კვამლსაბრუნე არხები, რომლებშიც მოძრაობს თბოშემცველი ცხელი ჰაერი, ხოლო გამთბობ ხელსაწყოებად აქ გვევლინება ბუხრის ან ლუმის კედლების ის ზედაპირები, რომლებიც გამოდის უშუალოდ სათავსში. სითბოს გადაცემა დანადგარიდან სათავსისადმი ხორციელდება გამოსხივებით და თავისუფალი (ბუნებრივი) ან იძულებითი კონვექციით.

გათბობის ადგილობრივი სისტემების მოქმედების რადიუსი შეზღუდულია. ისინი ძირითადად ემსახურებიან ერთ სათავსს, უკეთეს შემთხვევაში ორს ან სამს.

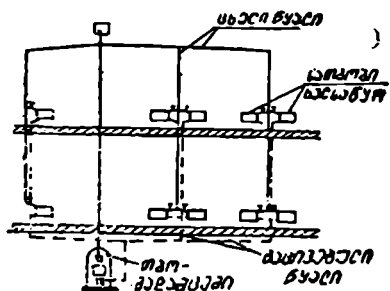
გათბობის ცენტრალურ სისტემებს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებშიც თბოგადამცემი მოთავსებულია არა უშუალოდ გასათბობ სათავსში, არამედ გამოტანილია გარეთ — შენობის სარდაფში ან ცალკე მდებარე (თბურ ცენტრში) შენობაში. თბოგადამცემიდან თბოშემცველის მიწოდება მომხმარებლამდე კი ხორციელდება მილსადენებით.

ცენტრალურ სისტემებს ადგილობრივისაგან განსხვავებით მოქმედების რადიუსი გაცილებით დიდი აქვთ. ერთი თბოგადამცემი შეიძლება მოემსახუროს ერთ ბინას, ერთ სართულს, შენობის ნაწილს, მთელ შენობას, რამდენიმე შენობას ან მთელ რაიონს. სისტემებს, რომლებიც ემსახურება ერთ რაიონში განლაგებულ შენობებს, გათბობის სარაიონო სისტემა ეწოდება.

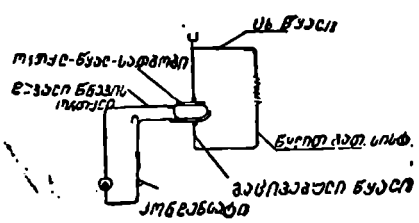
გათბობის ცენტრალური სისტემის დამახასიათებელ მაგალითს წარმოადგენს შენობის გათბობის სისტემა თავისი საქვებით. ასეთი სისტემის სქემა მოცემულია 2.1 ნახაზზე. აქ თბოგადამცემიდან მილსადენების საშუალებით თბოშემცველი (ცხელი წყალი) მიედინება შენობის სხვადასხვა ნაწილში და სხვადასხვა სართულზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებში (რადიატორებში), რომლებიც გარე ზედაპირებით სითბოს გადასცემენ სათავსების გარემოს.

სათბობ ხელსაწყოებში გაცივებული თბოშემცველი მილსადენებით ბრუნდება ქვებში თავისი თბური პოტენციალის აღსადგენად. ქვებში გაცხელების შემდეგ თბოშემცველი კვლავ მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოებს და ციკლი მეორდება.

გათბობის ცენტრალური სისტემა შეიძლება იყოს აგრეთვე სარაიონო (შემთხვევა, როდესაც რამდენიმე შენობა სითბოთი მარაგდება ერთი ცენტრალური თბური სადგურიდან). ასეთ სისტემებს თბომომარა-



ნახ. 2.1



ნახ. 2.2

გების და გათბობის სისტემებს უწოდებენ. ამ სისტემებში (ნახ. 2.2) პირველადი, ე. წ. გამაცხელებელი გადამეტხურებული — დიდი ტემპერატურის (130-150°C) მქონე თბოშემცველის მოზადება ხდება უშუალოდ თბურ სადგურში განლაგებულ ქვაბში, საიდანაც გარე თბოსადენების საშუალებით მიეწოდება ყოველ შენობაში განლაგებულ ადგილობრივ თბოგადამცემ აპარატს. ამ აპარატში პირველადი თბოშემცველი აცხელებს ე. წ. მეორეულ თბოშემცველს (სანიტარო-ჰიგიენური ნორმებით დასაშვებ ზღვრულ ტემპერატურამდე), რომელიც შენობის შიგა თბოსადენებით მიეწოდება სათავსებში განლაგებულ გამთბობ ხელსაწყოებს, გაცივებული მეორეული თბოშემცველი უკუმილსადენით უბრუნდება ადგილობრივ თბოგადამცემ აპარატს — ცხელდება თავიდან და ციკლი მეორდება. ადგილობრივ თბოგადამცემებში გაცივებული პირველადი თბოშემცველი კი, გარე უკუთბოსადენით უბრუნდება ცენტრალურ თბურ სადგურს თავისი თბური პოტენციალის აღსადგენად.

პირველად თბოშემცველად ჩვეულებრივ გვევლინება წყალი ან ორთქლი.

იმ შემთხვევაში, როდესაც პირველადი—გადამეტხურებულა წყალი აცხელებს მეორეულ წყალს, მაშინ ასეთი გათბობის სისტემას წყალ-წყლიანს უწოდებენ. ანალოგიურად შეიძლება იყოს წყალ-ჰაერო-იანი, ორთქლ-წყლიანი და სხვ. ასეთ სისტემებს უწოდებენ აგრეთვე ცენტრალური გათბობის კომბინირებულ სისტემებს.

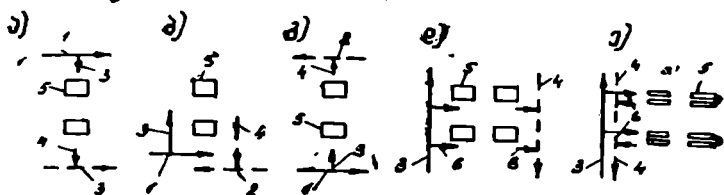
ცენტრალური სათბობი სისტემები, გარდა წყლიანი სათბობი და კომბინირებული სისტემებისა, შეიძლება იყოს ორთქლის და ჰაერის.

განვიხილოთ უფრო დაწვრილებით ამჟამად გავრცელებული ცენტრალური გათბობის სისტემები.

წყლით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს დაბალტემპერატურული, ცხელი წყლის ზღვრული ტემპერატურით $t_{\text{ს}} = 105^{\circ}\text{C}$ და მაღალტემპერატურული, ცხელი წყლის ტემპერატურით $t_{\text{ს}} > 105^{\circ}\text{C}$. წყლის მაქსიმალური ტემპერატურა ამჟამად 150°C -ს არ აღემატება.

წყლის ცირკულაციის შექმნის ხერხის მიხედვით გათბობის სისტემები ორი სახისაა: ბუნებრივი (გრავიტაციული სისტემები) და მექანიკური — საციკულაციო ტუმბოს გამოყენებით (ტუმბოიანი სისტემები).

ბუნებრივი ანუ გრავიტაციული (ლათ. gravitas — სიმძიმე, წონა) სისტემები ეწოდება გათბობის ისეთ სისტემებს, რომელთა მილსადენებში წყლის ბუნებრივი ცირკულაცია ხორციელდება გაცივებული და ცხელი წყლის სიმკვრივეთა შორის არსებული სხვაობის ხარჯზე



ნახ. 2.3. წყლით სათბობი სისტემების მაგისტრალები, დგარები და შტოები:

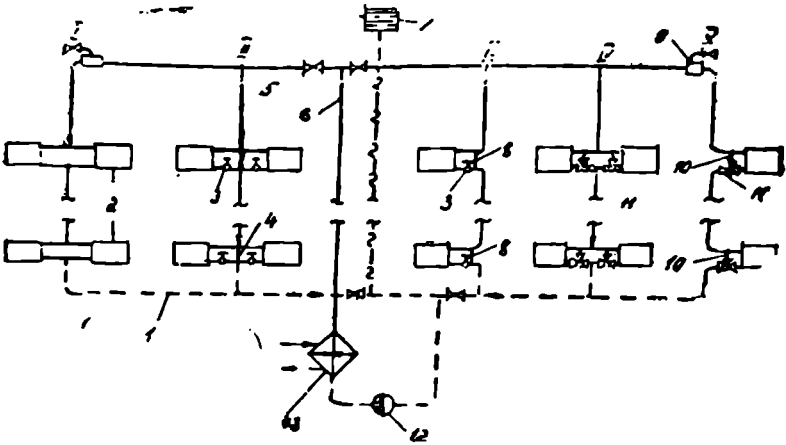
1 და 2 — მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალები; 3 და 4 — მიმწოდებელი და უკუდგარები; 5 — სათბობი ხელსაწყო; 6 — შტო.

შექმნილი წნევით. მათი მოქმედების რადიუსი (ჰორიზონტალური დაშორება თბოგადამცემიდან უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე) გრავიტაციული წნევის სიმცირის გამო არ უნდა აღემატებოდეს 50-70 მ-ს.

სატუმბო (მექანიკური) სისტემები კი ეწოდება გათბობის ისეთ სისტემებს, რომლებშიც ჰიდრავლიკური წნევის გასაზრდელად იყენებენ ელექტროტუმბოს, რომელიც სისტემაში წყლის იძულებით მოძრაობას ქმნის. სატუმბ სისტემებს იყენებენ მოქმედების დიდი რადიუსის (70 მ-ზე მეტი) ანუ მილსადენების დიდი განფენილობის მქონე გათბობის სისტემებში, რადგანაც ასეთ სისტემებში მარტოოდენ გრავიტაციული წნევის გამოყენება (მისი სიმცირის გამო) გამოიწვევდა დიდი დიამეტრების მილების გამოყენებას, რაც, რასაკვირველია, ეკონომიკურად მიზანშეუწონელია.

წყლით სათბობი სისტემების თბოსადენები იყოფა მაგისტრალებად და დგარებად ან ჰორიზონტალურ შტოებად (ნახ. 2.3). იმ მაგისტრალს, რომელიც ცხელ წყალს აწოდებს დგარებს, მიმწოდებელი მაგისტრალი ეწოდება, ხოლო იმ მაგისტრალს, რომელიც გაცივებულ წყალს აწოდებს თბოგადამცემს — უკუმაგისტრალი ეწოდება. ანალოგიურად მაგისტრალებისა, დგარებიც არის მიმწოდებელი და უკუ. მათი დანიშნულებაა მაგისტრალები დააკავშიროს სათბობ ხელსაწყოებთან ან ჰორიზონტალურ შტოებთან.

წყლით სათბობი სისტემები სათბობი ხელსაწყოების მილებთან მიერთების სქემის მიხედვით იყოფა ერთმილოვან და ორმილოვან სისტემებად. ერთმილოვან სისტემებში სათბობი ხელსაწყოები ერთი მილის საშუალებითაა დაკავშირებული მაგისტრალებთან. ამ დროს როგორც ცხელი, ისე ცივი წყალი მოძრაობს ერთ მილში (დგარში). სათბობი ხელსაწყოები ერთმანეთთან მიერთებულია მიმდევრობით. ორ-



ნახ. 2.4. ზემო განაწილების ტუმბოვანი წყლთ სათბობი სისტემების ერთ-მილოვანი დგარების სქემები:

- 1 — უკუმმაგისტრალი; 2 — სათბობა ხელსაწყობები; 3 — გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანები; 4 — ღერძული ჩამქვტი უბანი; 5 — მიმწოდებელი მაგისტრალი; 6 — მთავარი დგარი; 7 — საფართობელი ავზი; 8 — გადაადგომელი ჩამქვტი უბანი; 9 — გამდინარე პაერშემკრები; 10 — შემომვლელი უბანი; 11 — სამსელიანი მარეგულირებელი ონკანები; 12 — საციკულაციო ტუმბო; 13 — თბოგადამცემი.

მილოვან სისტემებში კი ცხელი წყალი სათბობ ხელსაწყობებს მიეწოდება ერთი მილის საშუალებით, ხოლო გაცივებული წყალი მათგან გაიყვანება მეორე მილის საშუალებით.

სათბობი ხელსაწყობების შემაერთებული მილების განლაგების მიხედვით სისტემები შეიძლება იყოს ვერტიკალური დგარებით და ჰორიზონტალური შტოებით.

მიმწოდებელი და უკუმმაგისტრალების განლაგების მიხედვით სისტემები არის ზემო (ნახ. 2.3 ა) ან ქვემო (ნახ. 2.3 ბ) განაწილებით. პირველ შემთხვევაში მიმწოდებელი მაგისტრალი გაიყვანება სათბობი ხელსაწყობების ზემოთ, ხოლო მეორე შემთხვევაში, როგორც მიმწოდებელი, ასევე უკუმმაგისტრალები გაიყვანება ხელსაწყობების ქვემოთ.

ზემო განაწილების ერთმილოვანი სისტემები (ნახ. 2.4) ფართოდ გამოიყენებოდა 50-იანი წლების დასაწყისში. სათბობი ხელსაწყობების მიერთება დგარებთან წარმოებდა ჯერ ორმხრივ (I, II, IV დგარები), ხოლო შემდეგ ცალმხრივ (დგარები — III, IV). სათბობი ხელსაწყობების კვანძები კეთდებოდა როგორც გამდინარე (დგარი — I), ასევე

ჩამკეტი (დგარი — II, III) ან შემომვლებუბნებიანი (დგარი — IV, V)- ჩამკეტი უბნები შეიძლება იყოს ღერძული (დგარი — II), როდესაც მისი ღერძი ემთხვევა დგარის ღერძს, ან გადაადგილებული (დგარი — III). როდესაც იგი დგარის ღერძიდან გადაადგილებულია სათბობი ხელსაწყოთაგან. ხელსაწყოებთან მიმყვანებზე კეთდება მარეგულირებელი ონკანი.

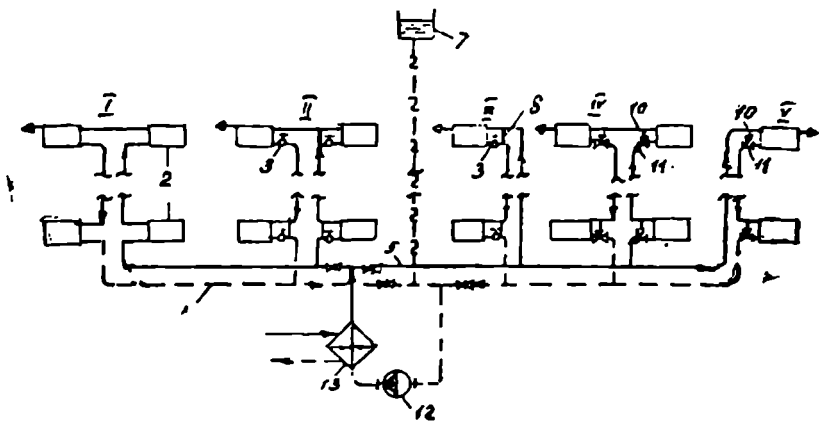
შემომვლები უბნები (უბანი 10) გამოიყენება პერიოდულად, ექსპლუატაციის დროს ხელსაწყოთა თბოგაცემის რეგულირების მიზნით. შემომვლები უბნები ჩამკეტი უბნების ანალოგიურად კეთდებოდა როგორც ღერძული, ასევე გადაადგილებული. თბოგაცემის რეგულირების მიზნით გამოიყენებოდა სამსვლიანი (II) ან ოთხსვლიანი ონკანები (ეს უკანასკნელი გამოიყენებოდა IV ტიპის დგარის შემთხვევაში, თუ შემომვლები უბნები კეთდებოდა ღერძულად).

შემომვლებ უბნებში წყლის გატარება წარმოებს უმთავრესად გარდამავალ პერიოდში, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა საანგარიშოზე გაცილებით მაღალია. შემომვლებუბნებიანი კვანძები ძირითადად მუშაობენ გამდინარე კვანძების (დგარი — I) ანალოგიურად. ამიტომ ასეთ კვანძებს გამდინარე-რეგულირებად კვანძებსაც უწოდებენ, ხოლო დგარებს — გამდინარე-რეგულირებად დგარებს.

ზემო განაწილების ვერტიკალური სისტემები სათბობი ხელსაწყოების ზემოთ განხილული სამივე ტიპის (გამდინარე, ჩამკეტი და შემომვლები უბნებით) კვანძებით ამჟამად გამოიყენება მრავალსართულიან შენობებში (4-9 სართული და მეტი).

ქვემო განაწილების ერთმილოვანი სისტემები ფართოდ გამოიყენება 60-იანი წლების დასაწყისიდან, როდესაც უკვე მასიურად დაიწყო ბრტყელი გადახურვის მქონე შენობების მშენებლობა. ქვემო განაწილების ერთმილოვან სისტემებში ფართოდ გამოიყენება ე. წ. (ნახ. 2.5) II-სებრი დგარები. დგარები შედგება აღმავალი (წყლის მოძრაობით ქვემოდან ზემოთ) და დაღმავალი (წყლის მოძრაობით ზემოთ) უბნებისაგან. ხელსაწყოთა კვანძები ძირითადად რიგობრივად განაწილების სისტემის დროს (დგარები I, II, IV). იმ შემთხვევაში, როდესაც არ ხერხდება ხელსაწყოების დაწყვილება, მაშინ ხელსაწყოთა მიერთება წარმოებს მხოლოდ დგარის დაღმავალ უბანზე (დგარები II, V). ასეთი სისტემების ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყოებზე ეწყობა საპარო ონკანები.

II ტიპის დგარების აღმავალ უბანზე (წყლის მოძრაობით ქვემოდან ზემოთ) მიერთებულ ხელსაწყოებში წყლის შედინება მცირდება. ამიტომ უპირატესობა ეძლევა შემომვლებუბნებიან კვანძებს სამსვლიანი ონკანებით (დგარი IV). ასეთ სისტემებში ხელსაწყოების დგარებ-



ნახ. 25.

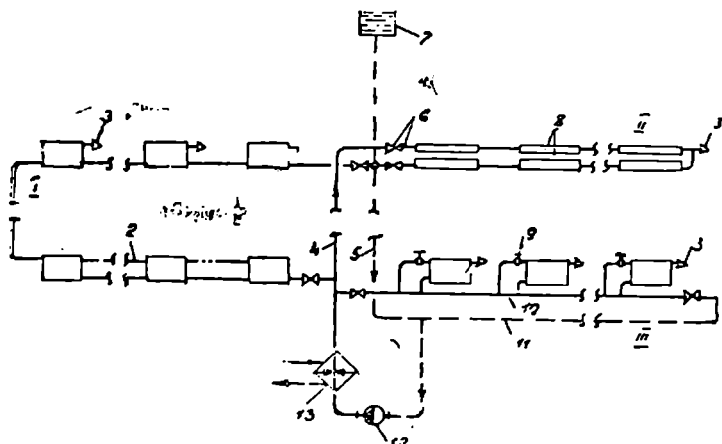
თან მიერთება, როგორც წესი, ცალმხრივ წარმოებს. ეს სისტემები ფართოდ გამოიყენება ამჟამად უსხვევრო მრავალსართულიან შენობებში (სამი-შვიდი სართული და მეტი).

მიმწოდებლები და უკუმაგისტრალები გაიყვანება ან შენობის სარდაფში, ან სპეციალურად მოწყობილ იატაკქვეშა არხებში.

მსხვილპანელიან სახლებში გამოიყენება აგრეთვე II-სებრი „ბიფილარული“ (ორძაფა) დგარები. ამ დროს სათაესში განლაგებულ სათბობი ხელსაწყოები შედგება ორი ნაწილისაგან, რომელთაგან ერთი მიერთებულია დგარის აღმაველ უბანზე, ხოლო მეორე ნაწილი — დაღმაველ უბანზე.

გათბობის სისტემა II-სებრი დგარებით შეიძლება ავამოქმედლო მონტაჟის პერიოდში ცალკეული სართულების მიხედვით. ქვემო განაწილების სისტემის ეს უპირატესობა იძლევა იმის საშუალებას, რომ ზამთრის პერიოდში მშენებარე შენობაში წარმოებულ იქნეს შიგა სამუშაოები.

ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემა მიმწოდებელი მაგისტრალის ქვემო და უკუმაგისტრალის ზემო გაყვანით ანუ სისტემა წყლის „გადმოპირქვევებულ“ ცირკულაციით (ნახ. 2. 6) გამოიყენება 60-იანი წლების შუიდან გაზრდილი სართულიანობის შენობებში (10 და მეტი სართული). დგარები შეიძლება იყოს გამდინარე (დგარები I, III), გადაადგილებულ-ჩამკეტი (დგარი IV) ან შემომვლები (დგარები II, V) უბნებით. შესაძლებელია ხელსაწყოს ორმხრივი მიერთება დგართან, მაგალითად, როდესაც სათაესის გასათბობად გამოიყენებენ ციმფურებს



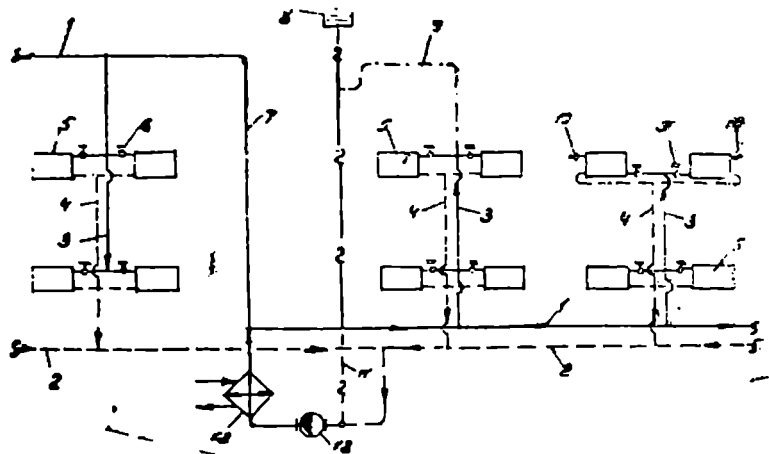
ნახ. 2.7. წყლით სათბობი ტუმბოვანი პორიზონტალური სისტემის ერთმილოვანი შტოების სქემები:

- 1 — რადიატორები; 2 — საპაერო შილი; 3 — საპაერო ონკანები;
- 4 — მიმწოდებელი დგარი; 5 — უქულგარა; 6 — ვენტილები;
- 7—საფართობელი ავზი; 8—ორმილოვანი კონვექტორები; 9—გასასვლელი მარგვლირებელი ონკანები; 10 — ჩამკეტი უბანი;
- 11 — უქუმავისტრალი, 12 — საციკულაციო ტუმბო; 13 — თბომარგვლირებელი ონკანის საშუალებით.

არარეგულირებადი კვანძები (შტო I) და რეგულირებადი კვანძები ჩამკეტი ან შემომვლელი უბნებით (შტო III). თუ სათავსის გასათბობად გამოიყენება მილისებრი სათბობი ხელსაწყოები (მაგალითად, კონვექტორები ან წიბოვანი მილები), მათი შეერთება შეიძლება განხორციელდეს „ბიფილარული“ (ორძაფა) სქემით (შტო II). ამ დროს სათავსში თბოგაცემის რეგულირება წარმოებს ხელსაწყოებთან მოწყობილი საპაერო სარქვლების საშუალებით ან კიდევ ერთი საერთო მარგვლირებელი ონკანის საშუალებით.

როდესაც თბომომცველად გამოყენებულია მაღალტემპერატურული წყალი, მაშინ უმჯობესია მოეწყოს დაგრძელებული ერთმილოვანი პორიზონტალური შტოები, რომლებშიც წყალი მიმდევრობით გაივლის ქვემოდან ზემოთ სართულების მიხედვით (შტო I).

პორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემები გამოიყენება ისეთ სათავსებში, რომელთაც პერიოდული გათბობა ესაჭიროებათ, ან ისეთ სათავსებში, სადაც ადგილი აქვს სითბოს პერიოდულ მოღინებას.



ნახ. 2.8. ზემოთ (ა) და ქვემოთ (ბ) განაწილების ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემების ორმილოვანი დგარების სქემები:

- 1 და 2 — მიმწოდებელი და უკუმბოვანი ტრანსფორმატორები; 3 და 4 — მიმწოდებელი და უკუმბოვანი დგარები; 5 — სათბობი ხელსაწყოები; 6 — ორმაგი რეგულირების ონკანები; 7 — მთავარი დგარი; 8 — საფარითობელი ავზი; 9 — საპაერო ხაზი; 10 — საპაერო ონკანები; 11 — საფარითობელი ავზის შემავრთველი მილი; 12 — საციკულაციო ტუმბო; 13 — თბოგადამცემი.

ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემა უკანასკნელ პერიოდში იშვიათად გამოიყენება. ორმილოვანი სისტემის სქემა გამოსახულია 2.8 ნახაზზე. ეს სისტემა შეიძლება მოეწყოს როგორც ზემო (მარცხენა ნაწილი, ნახ. 2.8), ასევე ქვემო (მარჯვენა ნაწილი) განაწილებით. ზემო განაწილება ძირითადად გამოიყენებოდა ბუნებრივი ცირკულაციის შემთხვევაში უმთავრესად ცალკეული ბინების ან რკინიგზის ვაგონების გასათბობად.

ტუმბოვანი ცირკულაციის შემთხვევაში ეს სისტემები გამოიყენებოდა მხოლოდ მცირესართულიან (2-3 სართული) შენობებში. მეტსართულიან შენობებში ზემო განაწილების ორმილოვანი სისტემების გამოყენება იწვევდა მათ ვერტიკალურ განრეგულირებას.

ქვედა განაწილების ორმილოვანი სისტემა გამოიყენებოდა უფრო ხშირად. ვიდრე ზედა განაწილების სისტემა. ასეთი სისტემებიდან ჰაერის გასაყვანად ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე ეწყობოდა სპეციალური საპაერო ონკანები 10. ჰაერის გაყვანა შესაძლებელია

აგრეთვე სპეციალური საპაერო ხაზის 9 საშუალებით, რომელიც დამატებით მესამე მაგისტრალს წარმოადგენს.

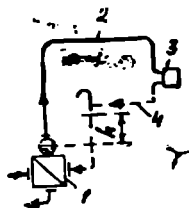
ორმილოვანი სისტემა შესაძლებელია მოეწყოს აგრეთვე სათბობ ხელსაწყოებში წყლის პორიზონტალური განაწილებით.

ორმილოვან სისტემებს ერთმილოვანთან შედარებით გააჩნიათ გარკვეული საექსპლუატაციო უპირატესობანი. ასე, მაგალითად, ამ სისტემებში გვაქვს საშუალება მოვახდინოთ ცალკეული ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება ისე, რომ იგი გავლენას არ მოახდენს დგარზე მიერთებულ სხვა ხელსაწყოს თბოგაცემაზე. ორმილოვანი სისტემა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს აგრეთვე ზაფხულის პერიოდში შენობათა გაგრილების მიზნით. ამიტომ პერსპექტიულ მშენებლობაში შესაძლებელია კვლავ დაეუბრუნდეთ ორმილოვანი სისტემების გამოყენებას.

თუ დავაკვირდებით ზემოთ განხილულ სქემებს, შევნიშნავთ, რომ მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალებში ცხელ და გაცივებულ წყალს ერთმანეთის საწინააღმდეგო მიმართულება აქვთ. ასეთ სისტემებს (როდესაც ცხელი და გაცივებული წყალი ერთმანეთის საწინააღმდეგოდ მოძრაობენ) ეწოდება ჩიხური სისტემები. თუ მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალში ცხელი და ცივი წყლის მოძრაობის მიმართულება ერთმანეთს ემთხვევა, მაშინ ასეთ სისტემებს ეწოდებათ სისტემებს წყლის პარალელური (თანხვედნილი) ან თანამგზავრული მოძრაობით.

ორთქლის სათბობ სისტემებში (ნახ. 2.9) ორთქლი მიიღება სპეციალურ ქვაბში, საიდანაც თბოსადენებით მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოებს, სათბობ ხელსაწყოებში ხდება ორთქლის კონდენსაცია, ანუ მისი წყლად გადაქცევა. ამ პროცესში ხდება ორთქლ-წარმოქმნის ფარული სითბოს გამოყოფა, რომელიც სათბობი ხელსაწყოების საშუალებით გადაეცემა სათავსებს. წარმოქმნილი კონდენსატის ტემპერატურა ხელსაწყოში შესული ორთქლის ტემპერატურის ტოლი რჩება, ხელსაწყოებიდან კონდენსატი საკონდენსაციო მილსადენის საშუალებით ბრუნდება ქვაბში, სადაც ხელახლა გარდაიქმნება ორთქლად და ციკლი მეორდება. ორთქლის სისტემებში ორთქლის მილსადენებში გადაადგილება ხორციელდება ქვაბიდან ორთქლის გამოსვლისა და სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებულ წნევათა სხვაობის ხარჯზე.

წნევის სიდიდის მიხედვით ორთქლის სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს: ა) ვაკუუმორთქლოვანი; ბ) დაბალი წნევის და გ) მაღალი წნევის.



ნახ. 2.9.

ორთქლის ყველა ეს სისტემა შეიძლება იყოს: ერთმილოვანი, ორმილოვანი, ორთქლის ზედა და ქვედა განაწილებით, შეკრული ან ღია (განრთული).

ჰაერით სათბობი სისტემები, ისევე როგორც წყლით სათბობი სისტემები, შეიძლება იყოს ბუნებრივი — გრავიტაციული ან მექანიკური ცირკულაციით. ბუნებრივ სათბობ სისტემებში ჰაერის არხებში (ჰაერსატარებში) გადაადგილება ხდება სხვადასხვა ტემპერატურის მქონე ჰაერის სიმკვრივეთა სხვაობის ხარჯზე წარმოქმნილი წნევის ხარჯზე, მექანიკურ სისტემებში კი — ვენტილატორის მიერ შექმნილი წნევის შედეგად.

ჰაერით სათბობ სისტემებში სათბობი ხელსაწყოები არა გვაქვს; აქ სათავის გათბობა ხდება მასში უშუალოდ ცხელი ჰაერის მიწოდებით. ცივი ჰაერის გაცხელება ხდება სპეციალურ დანადგარში — კალორიფერში.

ამა თუ იმ გათბობის სისტემის და თბოშემცველის შერჩევა ხდება სანიტარიულ-ჰიგიენური და სახანძრო უსაფრთხოების ტექნიკის ნორმების შესაბამისად და გასათბობი სათავების დანიშნულებისა და ტექნოლოგიური პროცესების გათვალისწინებით.

§ 2.3. გათბობის თბოშემცველად დასახიანება

გათბობის თბოშემცველად შეიძლება ისეთი ნებისმიერი თხევადი ან აირადი არის გამოყენება, რომელსაც უნარი აქვს სითბოს აკუმულაციისა და თავისი უმთავრესი თბოტექნიკური მაჩვენებლების შეცვლისა.

შენობათა და ნაგებობათა გათბობის სისტემებში ამჟამად იყენებენ წყალს, წყლის ორთქლს, ჰაერს და ცხელ აირებს. თუმცა, ზოგჯერ სპეციალურ მაღალტემპერატურაიან დანადგარებში ისეთ ორგანულ თბოშემცველებს იყენებენ, რომელთა დუღილის ტემპერატურა ატმოსფერული წნევის დროს აღემატება 250°C-ს.

ცხელი აირები მიიღება მყარი, თხევადი ან აირადი სათბობის წვის შედეგად. წვის შედეგად მიღებული პროდუქტების გამოყენების არე, მათი შედარებით მაღალი ტემპერატურის გამო, შეზღუდულია და გამოიყენება ადგილობრივი გათბობის ისეთ დანადგარებში, როგორცაა: ბუხრები, ლუმლები, ცეცხლოვანი კალორიფერები და ა. შ. ანუ ისეთ დანადგარებში, რომლებშიც შეგვიძლია თბოგამცემი ზედაპირის ტემპერატურის (ზედაპირების სისქის გაზრდის ხარჯზე), სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების შესაბამის დონეზე დაყვანა.

წყალი, როგორც თბოშემცველი, ხასიათდება შემდეგი თვისებებ-
ბით: დიდი თბოტევადობით და სიმკვრივეთ, მისი გაცხელებისას სიმ-
კვრივის შემცირებით და მოცულობის გაფართოებით. წნევის გაზრ-
დისას: დუღილის ტემპერატურის გაზრდით, უკუმშვადობით და სხვა.

ორთქლის თვისებებია: მაღალი ძვრადობა, მცირე სიმკვრივე,
ტემპერატურის და სიმკვრივის ზრდა წნევის გაზრდისას, დიდი თბო-
შემცველობა (სითბოს ფაზური გარდაქმნის ხარჯზე).

ჰაერის თვისებებია: მცირე თბოტევადობა და სიმკვრივე, სიმკვ-
რივის შემცირება გაცხელებისას, კარგი ძვრადობა. როგორც ვხედავთ,
წყალს, ორთქლს და ჰაერს სხედასხვა თბოფიზიკური მაჩვენებლები
აქვთ, რომლებიც უშუალო გავლენას ახდენენ სათბობი სისტემების
პირველად და საექსპლუატაციო ღირებულებაზე, სისტემების საჭირო
ლითონის ხარჯზე, სანიტარიულ-ჰიგიენურ პირობებზე, ხანძარუსაფრო-
ხობის ხარისხზე, დანადგარების ექსპლუატაციისას მოხერხებულობა-
სა და სიმარტივეზე. სისტემის უმთავრეს ტექნიკურ-ეკონომიკურ მაჩ-
ვენებლად ითვლება სათბობი ხელსაწყოებისა და თბოსადენებისათვის
საჭირო ლითონის მასა, მათი ღირებულება და სათბობის ხარჯი. ამ-
ტომ, უპირაღეს ყოვლისა. უნდა განისაზღვროს რომელი თბოშემ-
ცველის გამოყენება მოითხოვს ლითონის ნაკლებ ხარჯს.

როგორც ცნობილია, წყლის კუთრი თბოტევადობა $C_1 = 4,19$ კჯ/
(კგ·°K) (1,0 კკალ/კგ·°C); სათბობ სისტემებში იყენებენ ცხელ წყალს
 $t_{\text{ცხ}} = 95^{\circ}\text{C}$, რომელსაც აცივებენ $t_{\text{ცივ}} = 70^{\circ}\text{C}$, ანუ ტემპერატუ-
რული ვარდნილი $\Delta t = 25^{\circ}\text{C}$; ე. ი. წყლის ყოველი კილოგრამი გას-
ცემს ≈ 105 კჯ/სთ (25 კკალ/სთ) სითბოს. წყლის საშუალო ტემპერა-
ტურა ხელსაწყოში იქნება $t_{\text{საშ}} = 82,5^{\circ}\text{C}$, ამ ტემპერატურისას წყლის
სიმკვრივე $\rho = 970$ კგ/მ³, ამ პირობებისათვის 1 მ³ წყალი სისტემაში
გამოყოფს სითბოს რაოდენობას:

$$q_{\text{წყ}} = c \rho \Delta t = 4,19 \cdot 970 \cdot 25 = 101500 \text{ კჯ/მ}^3; (24200 \text{ კკალ/მ}^3);$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ვიყენებთ გადაამეტხურებულ (150-70°C)
წყალს, გვექნება:

$$q_{\text{წყ}} = 4,19 \cdot 917,5 \cdot 80 = 307500 \text{ კჯ/მ}^3; (73400 \text{ კკალ/მ}^3);$$

ორთქლის გამოყენების შემთხვევაში სათბობ ხელსაწყოს აწვდი-
ან გაჯერებულ ან ტენიან ორთქლს. ორთქლი ხელსაწყოს გადასცემს
ორთქლწარმოქმნის ფარულ სითბოს, რომლის სიდიდედ (0,11 მპაჟ
(1,1 კკა/სმ³) წნევის დროს), საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ 2252 კჯ/კგ.

მშრალი გაჯერებული ორთქლის შემთხვევაში 1 მ³ ორთქლის მთლიანი სითბოს რაოდენობა იქნება

$$q_{\text{ორთ.}} = r \cdot \rho = 2252 \cdot 0,58 = 1300 \text{ კჯ/მ}^3 \text{ (310 კკალ/მ}^3\text{);}$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ვიყენებთ მაღალი წნევის (0,38 მპა; [3,8 კგ/სმ²]) ორთქლს, გვექნება

$$q_{\text{ორთ.}} = 2120,2,5 = 5300 \text{ კჯ/მ}^3; \text{ (1270 კკალ/მ}^3\text{);}$$

ჰაერის გამოყენების შეკზბევაში 1 მ³ ჰაერის მთლიანი სითბო იქნება

$$q_3 = c \rho \Delta t = 1 \cdot 1,03 \cdot 55 = 57 \text{ კჯ/მ}^3; \text{ (14 კკალ/მ}^3\text{);}$$

ამრიგად, ერთი და იმავე რაოდენობის სითბოს მისაღებად საჭირო გადამეტებული წყლის (ანუ როცა $\Delta t = 150 - 70 = 80^\circ\text{C}$) მოცულობა იქნება

$$\frac{q_{\text{წყ. გზ}}}{q_{\text{წყ}}} = \frac{307500}{101500} \approx 3,0\text{-ჯერ ნაკლები, ვიდრე საჭირო ნორმა.}$$

ლუწი ($\Delta t = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$) ცხელი წყლის მოცულობა; $\frac{q_{\text{წყ. გზ}}}{q_{\text{დ. წ. ორთ.}}} =$

$$= \frac{307500}{1300} = 240\text{-ჯერ ნაკლები, ვიდრე დაბალი წნევის მქონე ორ-}$$

თქლის მოცულობა; $\frac{q_{\text{წყ. გზ}}}{q_{\text{მ. წ. ორთ.}}} = \frac{307500}{5300} \approx 60\text{-ჯერ ნაკლები, ვიდ-}$

რე მაღალი წნევის მქონე ორთქლის მოცულობა და $\frac{q_{\text{წყ. გზ}}}{q_3} =$

$$= \frac{307500}{57} = 5400\text{-ჯერ ნაკლები, ვიდრე საჭირო ჰაერის მოცულობა.}$$

თუ დაეუშვებთ თბოშემცველების მოძრაობის ერთი და იმავე სიჩქარეს, მაშინ დაახლოებით ისეთივე იქნებოდა თბოსადენების (მილებების, არხების, ჰაერსადენების) განივკვეთების თანაფარდობაც. ასეთი პირობებისათვის ორთქლისა და განსაკუთრებით კი ჰაერის, როგორც თბოშემცველის გამოყენება გათბობის სისტემებში შეუძლებელი იქნებოდა, რადგანაც ორთქლსადენების და ჰაერსადენების კვეთები ძალიან დიდი გამოვიდოდა. ამიტომ მიმართავენ სხვა ხერხს — ცვლიან თბოშემცველების მოძრაობის სიჩქარეს მათი ფიზიკური და სხვა ფაქტორების გათვალისწინებით.

მილებში წყლის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე ცენტრალურ გამ-
 თობ სისტემებში დაიშვება 1,5 მ/წმ. ორთქლის სიჩქარე დაბალი
 წნევის შემთხვევაში — 30 მ/წმ; ორთქლის სიჩქარე მაღალი წნევის
 შემთხვევაში — 60 მ/წმ; ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე — 12 მ/წმ, ე. ი.
 დაბალი წნევის ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე 20-ჯერ, მაღალი წნე-
 ვის ორთქლის სიჩქარე 40-ჯერ და ჰაერისა კი 8-ჯერ მეტია წყლის
 მოძრაობის სიჩქარეზე. აქედან შეიძლება გამოყვანილი იქნეს სხვადა-
 სხვა თბოშემცველის (გადამეტხურებული წყლის, ნორმალური წყლის,
 ორთქლის და ჰაერის) მილსადენების განივკვეთების საორიენტაციო
 შეფარდება

$$\frac{307500}{307500} : \frac{307500}{101500} : \frac{307500}{1300 \cdot 20} : \frac{307500}{5300 \cdot 40} : \frac{307500}{57 \cdot 8} =$$

$$= 1 : 3,0 : 12 : 1,5 : 700.$$

ზემომოცემული გაანგარიშებიდან ჩანს, რომ განივკვეთის ფარ-
 თობი გადამეტხურებული წყლის მილებისათვის და მაღალი წნევის
 ორთქლის მილებისათვის დიდად არ განსხვავდებიან (1:1,5-ზე) ერთ-
 მანეთსაგან; მაგრამ ჰაერსატარების კვეთი უთანაზომოდ მეტია. ამი-
 ტომ ჰაერსატარებისათვის საჭირო ლითონის ხარჯი გაცილებით დი-
 დია.

ანალოგიურ კანონზომიერებას აქვს ადგილი დაბალტემპერატურ-
 რიანი წყლის და დაბალი წნევის ორთქლის მილების განივკვეთის ფარ-
 თობის ერთმანეთთან და ჰაერსატარებთან შედარებისას.

ამრიგად, ლითონის ხარჯის თვალსაზრისით ჰაერი ყველაზე არა-
 ხელსაყრელ თბოშემცველად ითვლება, თუ გავითვალისწინებთ იმა-
 საც, რომ ჰაერს მცირე თბოტევადობა გააჩნია და ჰაერსატარებს თბო-
 გაცემას გაშლილი — განვითარებული ზედაპირები აქვს, რის გამოც
 ჰაერი გზაში შესამჩნევად ცივდება მისი, როგორც თბოშემცველის,
 გამოყენება მიზანშეუწონელია. ამიტომ თბოშემცველად უმეტესად გა-
 მოიყენება წყალი და ორთქლი. ამასთანავე აღსანიშნავია ისიც, რომ
 სსრ კავშირში ყველაზე მეტი გავრცელება პოვა თბოფიკაცია (თბო-
 ელექტროცენტრალების ბაზაზე) გადამეტხურებული წყლის გამოყე-
 ნებით.

თუ შევადარებთ ერთმანეთს თბოშემცველებს—წყალს, ორთქლს
 და ჰაერს — სანიტარიულ-ჰიგიენური მაჩვენებლების მიხედვით, და
 პირველყოელისა სათავეებში ტემპერატურული რეჟიმის პირობების
 შექმნის მიხედვით, დავინახავთ, რომ ჰაერი თავისი პატარა თბოტევა-
 დობის გამო ყველაზე უფრო მიზანშეუწონილი თბოშემცველია. მისი
 გამოყენებისას ადვილად ხორციელდება სათავეში (გარე კლიმატური

პირობების შეცვლის მიუხედავად) საჭირო ტემპერატურის ერთ დონეზე დაქვრა, ასევე ადვილად ხორციელდება სათავსის საჭირო ტემპერატურის შექმნა წყლის, როგორც თბოშემცველის გამოყენების დროსაც, თუმცა, ვინაიდან წყლით შევსებულ გამბობ ხელსაწყოებს დიდი თბური ინერცია გააჩნიათ, სათავსებში ტემპერატურის ნაწილობრივი მერყეობა გვაქვს იმ შემთხვევაშიც კი, როდესაც ხელსაწყოების თბოგაცემის ავტომატური რეგულირება ხდება. ამრიგად, ჰაერის და წყლის, როგორც თბოშემცველების, გამოყენებისას საშუალება გვაქვს მათი ტემპერატურის დიდ დიაპაზონში ცვლისა გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობის მიხედვით.

ტემპერატურის ასეთ რეგულირებას ხარისხობრივ რეგულირებას უწოდებენ. ორთქლის, როგორც თბოშემცველის გამოყენების შემთხვევაში კი ხარისხობრივი რეგულირება არ ხერხდება, რადგანაც, როგორც ცნობილია, გაჯერებული ორთქლის ტემპერატურა განისაზღვრება მისი წნევით. წნევის დიდ დიაპაზონში ცვლაც კი არ იწვევს მისი ტემპერატურის შესამჩნევ ცვალებადობას, ე. ი. არც სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის შემცირებას. ამიტომ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის შეცვლა ხდება ცალკეული ხელსაწყოების მუშაობიდან პერიოდული გამოთიშვით ან მისაწოდებელი ორთქლის რაოდენობის შემცირებით. სითბოს მიწოდების ასეთი რეგულირება (მას ეწოდება რაოდენობრივი რეგულირება) იწვევს, როგორც სათბობის გადახარჯვას, ისე სათავსებში ჰაერის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდის გაზარდას. ამასთანავე, ორთქლსადენებისა და განსაკუთრებით კი კონდენსატ-სადენების ინტენსიურ კოროზიას, რის შედეგადაც ისინი წყლის სისტემებთან შედარებით მალე გამოდიან მწყობრიდან. გარდა ამისა, ორთქლს აქვს კიდევ ერთი დიდი უარყოფითი (სანიტარიულ-ჰიგიენური-მოთხოვნების მიხედვით) — მაღალი (100°C -ზე მეტი) ტემპერატურა სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირზე, გათბობის სეზონის მთელ მანძილზე, რაც თავის მხრივ იწვევს გასათბობი სათავსის ჰაერის ინტენსიურ გაბინძურებას სათბობ ხელსაწყოზე დალექილი ორგანული მტერის მშრალი აქროლების (ნახშირჟანგი — CO) პროდუქტებით. მტერის ინტენსიური აქროლება, როგორც ცნობილია, იწყება 80°C ტემპერატურის დროს. წყლით გათბობის სისტემებში კი, როგორც წესი, სათბობი ხელსაწყოების საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა ამ ზღვარს ზემოთ არ აღის. ჰაერით გათბობის სისტემებში კი მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა კიდევ უფრო ნაკლებია და, გარდა ამისა, ასეთ სისტემებში შესაძლებელია სათავსში მისაწოდებელი თბილი ჰაერის მტერისაგან (სპეციალური ფილტრების საშუალებით) გაწმენდა.

ადგილობრივი გათბობის დანადგარებში კი მტერის აქროლების შესაძლებლობა (მათ ზედაპირზე) დამოკიდებულია პირველად თბომემცველზე და გარდაუვალია ორთქლის და გადამეტხურებული წყლის გამოყენების შემთხვევებში.

საექსპლუატაციო მაჩვენებლების მიხედვით აღსანიშნავია ის, რომ წყალს დიდი სიმკვრივე (მასა) გააჩნია, რაც მრავალსართულიანი შენობების ქვედა სართულებში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებში ქმნის დიდ ჰიდროსტატიკურ წნევებს, რის გამოც შეზღუდულია გათბობის სისტემების სიმაღლე.

წყლის და ჰაერის თბოსადენებში მოძრაობა გარკვეულ სიჩქარემდე არ იწვევს ხმაურს. ორთქლის გამოყენების შემთხვევაში ორთქლსადენებში ხდება ორთქლის ნაწილობრივი კონდენსაცია. კონდენსაციის და ორთქლის ერთდროული მოძრაობა კი იწვევს ხმაურს — ჰიდრაულიკური დარტყმების წარმოქმნას.

ამრიგად, თუ გავანალიზებთ განსახილველ თბომემცველების ზემოთ ჩამოთვლილ დადებით და უარყოფით მხარეებს, შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

წყლის, როგორც თბოტევადი თბომემცველის გამოყენებისას საშუალება გვაქვს მისი ტემპერატურის დიდ დიაპაზონში ცვლისა, თბოგაცემის ხარისხობრივი რეგულირებისა, სათავსში ჰაერის ტემპერატურის სტაბილიზაციისა; ამასთანავე, წყლის სისტემებისათვის გამოყენებული მილების განივკვეთის ფართობი მცირეა, დიდია მათი ამორტიზაციის ვადა, მუშაობაში უხმაურა და საიმედო.

წყლის უარყოფითი მხარეებიდან, უპირველეს ყოვლისა, აღსანიშნავია დიდი ჰიდროსტატიკური წნევები, წყლის დიდი თბური ინერცია სათბობ ხელსაწყოებში და ხელსაწყოებისათვის საჭირო ლითონის მნიშვნელოვანი ხარჯი.

ორთქლის გამოყენებისას მცირდება ხელსაწყოებისათვის საჭირო ლითონის ხარჯი და კონდენსატსადენების განივკვეთის ფართობი. ორთქლს მცირე ჰიდროსტატიკური წნევა გააჩნია. მისი გამოყენებისას ჩქარა ხდება სათავსის გათბობა. მას მცირე თბური ინერცია გააჩნია. მაგრამ ორთქლის გამოყენებისას შეუძლებელია თბოგაცემის ხარისხობრივი რეგულირება, ის ვერ უზრუნველყოფს სანიტარიულ-ჰიგიენური პირობებით დასაშვებ ტემპერატურას სათბობ ხელსაწყოებზე, რის გამოც ხდება სათავსების გადახურება და სათბობის გადახარჯვა. გაძლიერებული კოროზიის შედეგად ორთქლის სისტემების სამორტიზაციო ვადა შემცირებულია, სისტემები მუშაობაში ხმაურიანია.

ჰაერის, როგორც თბომემცველის გამოყენებისას ადვილად მყარდება სათავსში ჰაერის საჭირო ტემპერატურა, ადვილია ხარისხობ-

ვი და რაოდენობრივი რეგულირება, მას მცირე თბოტევადობა და თბური ინერცია გააჩნია, საჭირო არ არის სათბობი ხელსაწყოების მოწყობა, შესაძლებელია შეთავსებული გათბობის და ვენტილაციის სისტემების მოწყობა. უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს დიდი კვეთის ჰაერსატარების მოწყობის აუცილებლობა, მათ დასამზადებლად საჭირო ლითონის და თბოსაიზოლაციო მასალის დიდი ხარჯი, სითბოს უმიზნო კარგვა ჰაერის ჰაერსატარებში მოძრაობისას და ამის შედეგად სათბობის გაზრდილი ხარჯი.

როგორც ზემოთ აღნიშნულიდან ჩანს, ყველა თბოშემცველს გააჩნია გარკვეული დადებითი და უარყოფითი თვისებები, ამიტომ საკითხის განხილვისას, თუ რომელ თბოშემცველს — წყალს, ორთქლს თუ ჰაერს უნდა მიეცეს უპირატესობა, გადაწყვეტილი უნდა იქნეს ყოველი ცალკეული შემთხვევისათვის იმ ფაქტორების გათვალისწინებით, რომლებიც ქმედით გავლენას ახდენენ სისტემების როგორც სამშენებლო, ასევე საექსპლუატაციო ღირებულებაზე და სანიტარიულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებზე.

III ტ ა ვ ი. ზენობის თხუთრი რეჟიმი

ზენობაში არსებული სათავსები გარე შემომზღუდი კონსტრუქციების საშუალებით იზოლირებულია გარე არიდან და ამდენად ისინი იცავენ სათავსებს გარე ატმოსფერული ზემოქმედებისაგან. მაგრამ, ვინაიდან საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და სამრეწველო დანიშნულების სათავსებში მყოფ ადამიანებს და აგრეთვე იმ ტექნოლოგიურ პროცესებს, რომლებიც სრულდება სამრეწველო დანიშნულების სათავსებში, სჭირდებათ გარკვეული მიკროკლიმატის შექმნა, რისთვისაც მარტო გარე კლიმატური მოვლენებიდან სათავსების დაცვა არ არის საკმარისი. ამიტომ სათავსებში საჭირო პირობების (მიკროკლიმატის) შესაქმნელად იყენებენ გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონების სპეციალურ სისტემებს, ანუ, როგორც მათ ერთობლივად უწოდებენ, მიკროკლიმატის კონდიციონების სისტემებს. დაზურულ სათავსებში მათი დანიშნულების და მათში წარმოებული სამუშაოების ხასიათზე დამოკიდებულებით იქმნება სხვადასხვა ტემპერატურული პირობები.

წლის ცივ პერიოდში გარე ჰაერის დაბალი ტემპერატურებისა და ჰაერის ზემოქმედების შედეგად გარე შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ხდება სითბოს კარგვა, რის გამოც მათი შიგა (სათავსში გამავალი) ზედაპირების ტემპერატურები შიგა კედლების ზედაპირთან შედარებით უფრო ცივია. ამავე დროს დაკარგული სითბოს რაოდენობის შესავსებად სათავსებში განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების ცხელი ზედაპირებიდან ხდება სითბოს უწყვეტი მიწოდება.

ამრიგად, სათავსში გარე შემომზღუდი კონსტრუქციების ცივ ზედაპირისა და გათბობის სისტემების სათბობი ხელსაწყოების ცხელი ზედაპირის არსებობის შემთხვევაში დაცული უნდა იქნეს ტემპერატურული მდგომარეობის გარკვეული მუდმივობა.

სათავსებში ცივი და ცხელი ზედაპირის არსებობის გამო მათში წარმოიქმნება ჰაერის კონვექციური ნაკადები, რომლებიც მით უფრო ინტენსიურია, რაც უფრო მეტი სხვაობაა ამ ზედაპირებისა და სათავსის ჰაერის ტემპერატურას შორის. ცივ ზედაპირთან წარმოქმნილი კონვექციური ნაკადი, როგორც უფრო მძიმე, ეშვება დაბლა და შე-

სამხნევად აციეებს სათავსის ქვედა ზონას, ხოლო ცხელ ზედაპირებთან წარმოქმნილი გამთბარი ჰაერი, როგორც უფრო მსუბუქი, გროვდება მაღლა, კერძოქვეშ და წარმოქმნის ჰაერის თბურ ბალიშს. ამრიგად, სათავსში გვაქვს ჰაერის გარკვეული მოძრაობა. სათავსებში ჰაერის დამატებით მოძრაობას იწვევს აგრეთვე შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ინფილტრაციით შემოსული გარე ჰაერი და ვენტილაციის სისტემებით სათავსში მიწოდებული გრილი ან თბილი ჰაერის ნაკადები. ცხელი და ცივი ზედაპირები ამასთანავე წარმოადგენენ სათავსებში რადიაციული გაცხელების და გაციების წყაროებს.

ცივი ჰაერის ინტენსიური ნაკადები, ადამიანის მიერ გამოსხივებით დაკარგული (ცივ ზედაპირებზე) სითბო ან პირიქით, დიდი რაოდენობით მიღებული (ცხელი ზედაპირებიდან) გამოსხივებული სითბო იწვევს ადამიანის ორგანიზმის გადამეტცივებას ან, პირიქით, გადამეტხურებას, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს სურდო ან სხვა სახის დაავადებანი. ამიტომ, როგორც ცივი, ისევე ცხელი ზედაპირების ტემპერატურები ნორმირებულია და ისინი გარკვეულ ზღვრებშია მოთავსებული.

ვინაიდან გარე ჰაერის ტემპერატურა ცვალებადია, ამიტომ, ცხაღია, იცვლება როგორც შემომზღუდი კონსტრუქციების, ასევე სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურებიც, რაც თავის მხრივ იწვევს ჰაერის კონვექციური ნაკადების მოძრაობის ინტენსიურობის შეცვლასაც. სათავსებში ტემპერატურათა სხვაობის მაქსიმუმი აღინიშნება ზამთრის ყველაზე სუსხიან დღეებში და თუ კი შემომზღუდი კონსტრუქციები და გათბობის სისტემის სიმძლავრე უზრუნველყოფს სათავსებში ნორმალური მიკროკლიმატის შექმნას სწორედ ზამთრის ამ მონაკვეთში, მაშინ ისინი, რასაკვირველია, უზრუნველყოფენ სათავსებში საჭირო ტემპერატურული რეჟიმის არსებობას ზამთრის მთელ პერიოდში.

ამრიგად, შენობის თბური რეჟიმი ეწოდება ყველა იმ ფაქტორისა და პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც განსაზღვრავენ სათავსების თბურ მდგომარეობას.

§ 8.1. გათბობის ფიზიოლოგიური ზამთრულია

გათბობის სისტემის ფუნქციონირებისას სითბო სათბობი ხელსაწყოებიდან გადაეცემა სათავსს, რის შედეგადაც ხდება თბოცვლა სათბობ ხელსაწყოებს, შიგა და გარე შემომზღუდი კედლებს, ავეჯსა და ადამიანებს შორის. ვინაიდან ადამიანის ჯანმრთელობა უმთავრესად დამოკიდებულია სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე, ტენიანობასა და

მოძრაობის სიჩქარეზე, ამიტომ გათბობის სისტემამ უნდა შექმნას ისეთი თბური მდგომარეობა, რომელიც ოპტიმალური იქნება ადამიანის კარგი გუნება-განწყობისა და შრომის ნორმალური პირობების შესაქმნელად.

ადამიანის ორგანიზმის ყველა ფიზიოლოგიურ და ცხოველმოქმედებით პროცესს (სისხლის მიმოქცევა, საკმლის მონელება, მუშაობა და სხვ.) თან ახლავს მნიშვნელოვანი რაოდენობის სითბოს გამოყოფა, რომლის სიდიდეც უმთავრესად დამოკიდებულია გარემომცველი ჰაერის პარამეტრებზე და აგრეთვე სათავის შემომზღუდი კონსტრუქციების ზედაპირების ტემპერატურაზე. ჰიგიენისტთა გამოკვლევებით დადგენილია, რომ მშვიდ მდგომარეობაში ადამიანის ორგანიზმი 80-დან 120 ვტ თბურ ენერჯიას გამოყოფს, ხოლო მუშაობის დროს 120-240 და მეტ ვტ-ს. ამასთან, დაბალ ზღვარს იღებენ მსუბუქი ფიზიკური სამუშაოს შემთხვევაში, ხოლო მაღალს — მძიმე ფიზიკური სამუშაოს დროს.

ადამიანის ორგანიზმი ცდილობს შეინარჩუნოს მუდმივი (დაახლოებით $36,6^{\circ}$) ტემპერატურა. ამ პირობის დასაცავად კი საჭიროა, რომ ორგანიზმში გამომუშავებული სითბო გადაეცეს გარემოს. ამ სითბოს გარემო ჰაერისადმი გაცემა უმთავრესად ხდება კანის (მცირე ნაწილის — ფილტვების საშუალებით) ზედაპირიდან. კანიდან სითბოს გაცემა (ნორმალური) ტენიანობის 30-50%. ჰაერის ტემპერატურისა $t_{\text{საბ}} = 20^{\circ}\text{C}$ და შემომზღუდი კონსტრუქციების ზედაპირების ტემპერატურისას $t_{\text{საბ}} = 20^{\circ}\text{C}$ ხდება: ა) კონვექციით (დაახლოებით 30%) ანუ ადამიანის ორგანიზმის ირგვლივ არსებული ჰაერის გათბობით; ბ) გამოსხივებით (დაახლოებით 50%), ადამიანისა და მის ირგვლივ მდებარე ზედაპირებს (კედლების, კარებების, ფანჯრების და სხვ.) შორის არსებულ ტემპერატურათა სხვაობის გამო; გ) კანიდან ტენის აორთქლებით (დაახლოებით 20%).

ადამიანის ორგანიზმი თერმორეგულაციის უნარის გამო ეგუება გარემოს ტემპერატურულ ცვალებადობას და ინარჩუნებს თბოგაცემის მუდმივობას, ე. ი. თავისი ორგანიზმის ტემპერატურის მუდმივობასაც.

ადამიანის ორგანიზმის თერმორეგულაციის უნარი შეზღუდულია გარკვეული ზღვრებით. მშვიდ მდგომარეობაში მყოფი ადამიანის თერმორეგულაციის ზღვარი დგება, როცა ჰაერის ტემპერატურა $30-31^{\circ}\text{C}$ -ია, ხოლო ფარდობითი ტენიანობა — 85%, ან, როცა ჰაერის ტემპერატურა 40° -ია, ხოლო ფარდობითი ტენიანობა — 30%. როდესაც ჰაერის ტემპერატურა და მისი ფარდობითი ტენიანობა გამოდის აღნიშნული ზღვრებიდან, მაშინ იწყება ადამიანის ორგანიზმის ტემპერატურ-

რის მატება, რაც, თავის მხრივ, იწვევს ადამიანის გუნება-განწყობის მკვეთრ გაუარესებას. ზოგჯერ კი ადამიანის ორგანიზმის სასიცოცხლო ფუნქციების მძიმე აშლილობას.

ზემონათქვამიდან ნათელია, თუ ადამიანისათვის რამდენად მნიშვნელოვანია სათავისი ჰაერის გარკვეული ტემპერატურის, ტენიანობის და მოძრაობის სიჩქარის დაცვა. ამ ფაქტორების ერთობლიობა სათავსში ჭმნის კომფორტის ან დისკომფორტის პირობებს, ანუ ამა თუ იმ ხელოვნურ კლიმატს.

დახურულ სათავსებში მათი დანიშნულების, მათში თავმოყრილ ადამიანთა რაოდენობის, საწარმოო პროცესების ხასიათისა და სხვა პირობების მიხედვით საჭიროა ისეთი ხელოვნური კლიმატის შექმნა, რომელიც უზრუნველყოფს ადამიანთა კარგ გუნება-განწყობას.

ადამიანის ნორმალურ გუნება-განწყობაზე დადებით გავლენას ახდენს აგრეთვე დღის განმავლობაში ადამიანის ცხოველმოქმედებითი პროცესის და ნივთიერებათა ცვლის ინტენსიურობის ცვლაზე დამოკიდებულებით სათავისი ჰაერის ტემპერატურის რეგულირება. ასე, მაგალითად, დაწესებულებაში მიზანშეწონილია ჰაერის ტემპერატურა: დილიდან იყოს 19°C , სადილობისათვის 21°C მიღწიოს, ხოლო შემდეგ დაეწიოს 18°C -მდე. საცხოვრებელ სათავსებში დღის განმავლობაში რეკომენდებულია ტემპერატურის ცვალებადობა, ღამით მიზანშეწონილია ტემპერატურის $2-3^{\circ}$ -ით შემცირება.

ადამიანი ცუდად ეგუება ორგანიზმის არათანაბარ გაცივებას. ადამიანის ტანის ცალკეული ნაწილების ზედაპირების არათანაბარი გათბობა და გაცივება იწვევს ადამიანის სურდოთი დაავადებას. ეს ფაქტორები ადამიანზე გარე გარემოს ფიზიოლოგიურ ზემოქმედებასთან არის დაკავშირებული და ამიტომ საჭიროა მათი გათვალისწინება სათბობი ხელსაწყოების დადგმა — განლაგების ადგილის და გათბობის სისტემის მოქმედების რეჟიმის შერჩევისას.

სათავსში ხელოვნური კლიმატის დამყარება ხდება გათბობისა და ვენტილაციის დანადგარების სათანადო მუშაობის საშუალებით, ისეთნაირად, რომ მათ შექმნან სათავსში ჰაერის ტემპერატურის, ტენიანობის და მოძრაობის სასურველი დონე.

სათავსში შემოყვანილ ჰაერს წინასწარ ამუშავებენ, რაც გამოიხატება გარე ჰაერის წინასწარი გათბობით ან გაცივებით, მისი დატენიანებით ან გამოშრობით, მექანიკური და ქიმიური მინარევებისაგან გაწმენდით და ა. შ.

თანამედროვე ტექნიკას აქვს საჭირო მოწყობილობები და ხელსაწყოები იმისათვის, რომ უზრუნველყოს სათავსებში საჭირო ხარისხის მქონე ჰაერის მიწოდება, ამასთან, შესაძლებელია მთელი დანადგარების მუშაობის პროცესის ავტომატიზაცია.

§ 3.2. თბოცვლა სათავსაოში ცივ და ცხელ ზედაპირთან და უავიაციო კონსტრუქციის გარე ზედაპირთან

1. თბოცვლა სათავსებში ცხელ და ცივ ზედაპირებთან

სათავსში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს გააჩნიათ უფრო მაღალი ტემპერატურა, ვიდრე სათავსის ჰაერს. ამიტომ სითბო სათბობი ხელსაწყოებიდან გადაეცემა სათავსს (გამონაკლისს შეადგენს ჰაერით სათბობი სისტემები, რომლებშიც სითბო სათავსს გადაეცემა ცხელი ჰაერის მეშვეობით). გარე შემოშლულ კონსტრუქციებს გააჩნიათ შედარებით დაბალი ტემპერატურა, რის გამოც ამ კონსტრუქციებიდან სათავსი კარგავს სითბოს, ე. ი. სათავსის თბური რეჟიმის ჩამოყალიბებაში მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს თბოცვლა ცხელ და ცივ ზედაპირებთან.

სათავსში მიმდინარე რთულ სხივურ-კონვექციური თბოცვლის შედეგად რაიმე ზედაპირის მიერ შეთვისებული ან გაცემული სითბოს რაოდენობა ტოლია იმ სითბოს რაოდენობისა, რომელიც ამ ზედაპირს მიეწოდება ან აერთმევა თბოგამტარობით კონსტრუქციის მასალის სისქიდან.

თუ რაიმე τ_1 ტემპერატურის მქონე ზედაპირი მიმართულია სათავსში, მაშინ თბური ბალანსის განტოლებას ექნება სახე

$$\alpha_{\text{ხ}}(\tau_1 - t_{\text{ჰ}}) + \alpha_{\text{ვ}}(\tau_1 - t_{\text{გ}}) + k'(\tau_1 - t_{\text{გ}}) = 0, \quad (3.1)$$

სადაც $\alpha_{\text{ხ}}$ არის სხივური თბოგაცემის კოეფიციენტი და ტოლია

$$\alpha_{\text{ხ}} = \epsilon_0 \epsilon_{\text{აყ}} \Phi_{\text{ხელ}} - R_{\text{ხელ}} - R_{\text{ვ}} \quad (3.1 \text{ ა})$$

ϵ_0 — აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი;

$\epsilon_{\text{აყ}}$ — სხივურ თბოცვლაში მონაწილე ზედაპირების ფარდობითი გამოსხივების დაყვანილი მუდმივა;

$\Phi_{\text{ხელ}} - R$ — გამოსხივების კოეფიციენტი განსახილველი ზედაპირიდან სათავსში მოთავსებულ t_R ტემპერატურის მქონე სხვა ზედაპირებზე;

$b_{\Sigma} - k$ — ტემპერატურული კოეფიციენტი;

f_R — სათავსის რადიაციული ტემპერატურა, რომელიც ტოლია

$$f_R = \sum \varphi_{\Sigma} - i \tau_i; \quad (3.2)$$

$\varphi_{\Sigma} - i$ — გამოსხივების კოეფიციენტი განსახილველი ზედაპირიდან ნებისმიერ i ზედაპირზე, რომლის ტემპერატურაა τ_i ;

α_3 — კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ვტ/მ² გრად. და მისი მნიშვნელობა სათავსში ჰაერის საერთო მოძრაობის გათვალისწინებით გამოითვლება ფორმულით

$$\alpha_3 = \beta_3 \sqrt[3]{(\tau_1 - \tau_2) + 60 \frac{v_3^2}{l}} \pm \frac{1}{2} j_c. \quad (3.3)$$

ამ ფორმულაში ფესვქვეშა გამოსახულების მეორე შესაკრები ითვალისწინებს სათავსში ჰაერის საერთო მოძრაობას რაიმე v_3 სიჩქარით;

β_3 — რიცხვითი კოეფიციენტი, რომელიც ვერტიკალური ზედაპირებისათვის ტოლია 1,66, ხოლო ჰორიზონტალური ზედაპირებისათვის, როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია ზემოდან ქვემოთ. 1,16-ის, როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია ქვემოთ ზემოთ — 2,16;

l — ზედაპირის მსაზღვრელი ზომა;

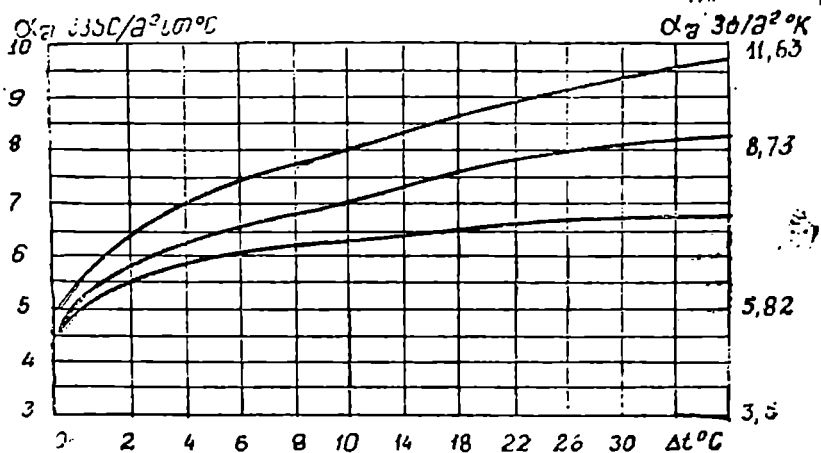
j_c — ზედაპირში ფილტრაციით გადატანილი ჰაერის თბოტევადობა.

აღსანიშნავია ის ფაქტობა, რომ ეს სიდიდე ითვალისწინებს კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის ცვლილებას ჰაერის ფილტრაციის შემთხვევაში. ინფილტრაციის შემთხვევაში გვექნება + ნიშანი, ხოლო ექსფილტრაციის შემთხვევაში — ნიშანი;

k' — თბოგაცემის კოეფიციენტი განსახილველ ზედაპირიდან გარემო ჰაერამდე, რომლის ტემპერატურაა t_g .

თუ სათავსში ჰაერის მოძრაობის საერთო სიჩქარე $v_3 = 0$ და ადგილი არა აქვს ჰაერის ფილტრაციას, მაშინ (3,3) ფორმულიდან როგორც კერძო შემთხვევა, მიიღება თბოგაცემის კოეფიციენტის საანგარიშო ფორმულა (ბუნებრივი კონვექციის შემთხვევისათვის)

$$\alpha_3 = \beta_3 \sqrt[3]{\tau_1 - \tau_2}. \quad (3.4)$$



ნახ. 3.1. სათავსში განლაგებული ბრტყელი ზედაპირების თბოგაცემის კოეფიციენტების დამოკიდებულება ტემპერატურულ სხვაობისაგან: 1 — იატაკის ზედაპირი; 2 — კედლები; 3 — ქერა.

ზედაპირზე თბური ნაკადის განსაზღვრის დროს ხშირად იყენებენ თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტს α -ს, კონვექციით და გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტებად დაყოფის გარეშე, მაშინ თბური ნაკადის სიდიდეა

$$q_{\text{სხ}+\text{კ}} = \alpha (\tau_1 - t_{\text{სათ}}). \quad (3.5)$$

თუ (3.1) განტოლების პირველ ორ შესაკრებს გაუტოლებთ (3.5) განტოლების მარჯვენა მხარეს და ამოვხსნით α -ს მიმართ, მივიღებთ

$$\alpha = \alpha_{\text{სხ}} \frac{\tau_1 - t_R}{\tau_1 - t_{\text{სათ}}} + \alpha_3 \frac{\tau_1 - t_3}{\tau_1 - t_{\text{სათ}}}; \quad (3.6)$$

თუ $t_{\text{სათ}} = t_3 = t_R$, მაშინ

$$\alpha = \alpha_{\text{სხ}} + \alpha_3. \quad (3.7)$$

ე. ი. თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი გამოსხივებით და კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტების ჯამის ტოლია.

დამოკიდებულება თბოგაცემის კოეფიციენტსა და ტემპერატურულ სხვაობას შორის სათავსში განლაგებული ბრტყელი ზედაპირებისათვის ნაჩვენებია გრაფიკზე (ნახ. 3.1).

2. თბოცვლა შემომზღული კონსტრუქციის გარე ზედაპირზე

შემომზღული კონსტრუქციის გარე ზედაპირის თბოგაცემა ძირითადად განისაზღვრება ქარის მოძრაობის სიჩქარით და მისი მიმართულებით. შენობის გარე ზედაპირები, გარდა კონვექციით თბოგაცემისა, გამოსხივებით გასცემენ სითბოს დედამიწის ზედაპირს, ირგვლივ მდებარე შენობებს, ცის თაღს და სხვ. გარდა ამისა, ეს ზედაპირები თვითონ ითვისებენ სითბოს მზის სხივების უშუალო ზემოქმედების შედეგად.

შენობის გარემომცველი გარემოს ტემპერატურა ერთნაირი არ არის. ასე, მაგალითად, მოწმენდილი ცის შემთხვევაში ცის თაღის ტემპერატურა ათეული გრადუსობით ნაკლებია, ვიდრე ჰაერის ტემპერატურა დედამიწის ზედაპირის მახლობლობაში. შენობის გარე ზედაპირებიდან გარემომცველ გარემოსთან მიმდინარეობს თბოცვლის რთული პროცესი. ამ დროს გამოსხივებით თბოგაცემა შედარებით ნაკლებია, ვიდრე კონვექციით. ამიტომ გარე ზედაპირებიდან თბოგაცემის გაანგარიშების დროს შენობის გარემომცველი გარემოს ტემპერატურა მიიღება გარე ჰაერის ტემპერატურის ტოლი. თბური ნაკადი კი, რომელსაც გარე ზედაპირი გადასცემს გარემოს, გამოითვლება ფორმულით

$$q_8 = \alpha_8 (\tau_8 - t_8), \quad (3.8)$$

სადაც α_8 არის თბოგაცემის კოეფიციენტი შემომზღული კონსტრუქციის გარე ზედაპირზე, რომლის ტემპერატურა ტოლია τ_8 -ისა.

გარე ზედაპირზე თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობები ვერტიკალური ზედაპირებისათვის გამოითვლება ფორმულით

$$\alpha_8 = 5.8 + 11.6\sqrt{v}; \quad (3.9)$$

პორიზონტალური ზედაპირებისათვის

$$\alpha_8 = 8.7 + 2.6v, \quad (3.10)$$

სადაც v არის ქარის მოძრაობის სიჩქარე მ/წმ.

შენობის გარე ზედაპირების თბოგაცემა იცვლება, თუ ადგილი აქვს მზის რადიაციის ზემოქმედებას ამ ზედაპირებზე. მზის სხივების უშუალო ზემოქმედებას ითვალისწინებენ პირობითი გარე ტემპერატურით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$t_{8,პ.რ} = t_8 + \frac{q_{\text{რად. } q}}{\alpha_8}, \quad (3.11)$$

სადაც არის ზედაპირის მიერ მზის რადიაციის შთანთქმის კოეფიციენტი;

q — მზის რადიაციით გამოწვეული თბური ნაკადის სიდიდე.

გარდა მზის რადიაციის ზემოქმედებისა, გარე ზედაპირების თბოგაცემის ცვლილებას იწვევს აგრეთვე მათზე თრთვილის წარმოშობა. თრთვილის წარმოშობას კი ადგილი აქვს მკაცრი ყინვების შემდეგ, დათბობის პერიოდში. ამ დროს თრთვილი წარმოიშობა შენობათა მასიურ შემომზლულ კონსტრუქციებზე. ეს კი იწვევს სუბლიმაციის (აირისებური მდგომარეობიდან მყარში გადასვლა) სითბოს გამოყოფას, რაც ცვლის შემომზლული კონსტრუქციების თბოგაცემას.

ანალოგიურად შეიძლება გათვალისწინებულ იქნას აგრეთვე გარე ზედაპირის თბოგაცემის ცვლილება წყლის ორთქლის კონდენსაციის ან ზედაპირიდან ტენის აორთქლების დროს.

§ 2.3. წლის სივი პერიოდის კლიმატის მახასიათებლები

გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად უნდა მივიღოთ ტემპერატურა, რომლის დროსაც სათავსს, რომლის შიგა ჰაერის ტემპერატურა უცვლელი რჩება, ექნება მაქსიმალური თბოდანაჯარგები. ამ უკანასკნელს კი ადგილი ექნება მაშინ, როდესაც შემომზლული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა მიაღწევს ნორმით დაშვებულ მინიმალურ მნიშვნელობას (ცხრ. 3.1).

იმ შემთხვევაში, როდესაც გარე კედლები აბსოლუტურად არა-თბომდგრადია, მაშინ გარე ჰაერის ყველაზე უფრო დაბალი ტემპერატურის დროს კედლების შიგა ზედაპირებზე მაშინვე დამყარდება მინიმალური ტემპერატურა. მაგრამ, ვინაიდან კედლებს აქვთ თბომდგრადობა, მათ შიგა ზედაპირზე მინიმალური ტემპერატურა დამყარდება იმ შემთხვევაში, როდესაც გარე ჰაერის დაბალ ტემპერატურას დგომის განსაზღვრული ხანგრძლივობა ექნება.

ამრიგად, გარე საანგარიშო ტემპერატურა უნდა შეირჩეს კლიმატური მონაცემების მიხედვით, შემომზლული კონსტრუქციების მასიურობის მხედველობაში მიღებით.

სნ და წ-ში გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად ყოველი გეოგრაფიული პუნქტისათვის მიღებულია რამდენიმე მნიშვნელობა: ყველაზე ცივი ღღე-ღამის საშუალო ტემპერატურა $t_{\text{სნ}}$, ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა $t_{\text{სწ}}$ და აბსოლუტურად მინიმალური ტემპერატურა $t_{\text{მინ}}$. ეს ტემპერატურები განსაზღვრულია უკანასკნელი 50 წლის მანძილზე ყველაზე ცივი რვა ზამთრის მი-

ხედვით. ამ დროს უზრუნველყოფის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ტოლია 0,92.

თუ თბური ინერციის მახასიათებელი $D < 1,5$, შემომზღუდი კონსტრუქცია მეტად მჩატეა (არაინერციული). ასეთი კონსტრუქციებისათვის t_{δ} აიღება აბსოლუტურად მინიმალური ტემპერატურის $t_{\delta, \text{მინ}}$ -ის ტოლი; როდესაც $1,5 \leq D \leq 4$ კონსტრუქცია მჩატეა და გარე ჰაერის ტემპერატურის საანგარიშო მნიშვნელობად აიღება ყველაზე ცივი დღე-ღამეების საშუალო ტემპერატურა $t_{\delta 1}$; როდესაც $D > 7$ კედლის კონსტრუქცია მძიმეა და გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად აიღება ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა $t_{\delta 5}$. საშუალო სიმძიმის კედლებისათვის ($4 < D < 7$) გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად მიღებულია $\frac{t_{\delta 1} + t_{\delta 5}}{2}$; თბური ინერციის მახასიათებლის მიხედვით ტემპერატურის შესარჩევად შეგვიძლია ვისარგებლოთ შემდეგი ცხრილით

D	$< 1,5$	$> 1,5-4$	$4-7$	> 7
t_{δ}	$t_{\delta, \text{მინ}}$	$t_{\delta 1}$	$\frac{t_{\delta 1} + t_{\delta 5}}{2}$	$t_{\delta 5}$

სათავისის თბოდანაქარების გაანგარიშების დროს შემომზღუდი კონსტრუქციის მასიურობა მხედველობაში არ მიიღება და გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად აიღება ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა.

სსრ კავშირის სხვადასხვა ქალაქებისა და დასახლებული პუნქტებისათვის გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა მოცემულია დანართში 2, ხოლო საქართველოს სსრ ქალაქებისა და დასახლებული პუნქტებისათვის — დანართში 3. ამავე ცხრილებში ნაჩვენებია ქარის საშუალო მნიშვნელობები და გათბობის სეზონის დღეღამური ხანგრძლივობა. აქვე უნდა შევნიშნოთ, რომ მოცემული გეოგრაფიული პუნქტისათვის გათბობის სეზონი იწყება მაშინ, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა დაიწევს $+ 8^{\circ}\text{C}$ -ზე დაბლა.

§ 8.4. თბური რეჟიმის უზრუნველყოფა

თბური რეჟიმის საანგარიშო პირობების უზრუნველყოფა სათავსებში დამოკიდებულია მათ ფუნქციონალურ დანიშნულებაზე და სანიტარიულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებზე. საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებისათვის უმეტესად ეს პირობები თითქმის ერთნაირი იქნება. სამრეწველო დანიშნულების შენობებში კი ხდება იმ სათავსების ცალკე დაჯგუფებები, რომლებშიც პირობები დაახლოებით ერთნაირია.

სათავსების შიგა საჭირო პირობების უზრუნველყოფა გათბობის სეზონის მთელ მანძილზე გარე კლიმატური პირობების დიდ დიაპაზონში ცვალებადობის გამო ძალიან ძნელია. ამიტომ დიდი მნიშვნელობა ენიჭება ამ საჭირო პირობების შენარჩუნების უზრუნველყოფის ხარისხს.

ისეთი შენობები, როგორცაა სამშობიარო სახლები, საავადმყოფოები, საბავშვო ბაგები და აგრეთვე ზოგიერთი სპეციალური ტექნოლოგიური დანიშნულების საამქროები, უზრუნველყოფილი უნდა იყვნენ მაღალი ხარისხით, ე. ი. მათში შექმნილი უნდა იყოს საჭირო შიგა პარამეტრები ნებისმიერი გარე კლიმატური პირობებისათვის, რომელიც კი შეიძლება გვექონდეს მთელი ზამთრის (მათი მშენებლობის გეოგრაფიულ რაიონში) პერიოდში. ისეთი საერთო დანიშნულების შენობებში კი, როგორცაა საცხოვრებელი სახლები, საერთო საცხოვრებლები, წიგნთსაცავები, მუზეუმები და სხვა, შესაძლებელია მცირეპერიოდისანი ერთჯერადი გადახრები საანგარიშო პირობებიდან, ხოლო ისეთ შენობებში (სავაჭრო, საგამოფენო, მოსაცდელეები და სხვა მსგავსი დანიშნულების) კი, რომლებშიც ადამიანებს პერიოდულად, მცირე ხნით უხდებათ ყოფნა, შიგა საანგარიშო პირობების უზრუნველყოფის ხარისხი შეიძლება გაცილებით დაბალი იყოს.

ამრიგად, სხვადასხვა დანიშნულების სათავსებში გათვალისწინებული უნდა იყოს არა მარტო განსხვავებული შიგა საანგარიშო პირობების შექმნა, არამედ მათი უზრუნველყოფის ხარისხის განსხვავებული მაჩვენებლებიც.

შიგა საანგარიშო პირობების უზრუნველყოფა ხასიათდება უზრუნველყოფის K_{Σ} კოეფიციენტით, რომელთა დასაშვები მნიშვნელობებიც (ზამთრის პირობებისათვის) სხვადასხვა დანიშნულების სათავსებისათვის მოცემულია 3.1 ცხრილში.

ცხრილი 3.1

უზრუნველყოფის K_{Σ} კოეფიციენტის მნიშვნელობები

სათავსების დახასიათება	მოთხოვნების დონე	უზრუნველყოფის კოეფიციენტი — K_{Σ}
გაზრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური ან ტექნოლოგიური მოთხოვნები. სადაც ადამიანები მთელი დღე-ღამის განმავლობაში იმყოფებიან ან გეაქვს მუდმივი ტექნოლოგიური რეჟიმი	ზემაღალი	~1
სადაც ადამიანები შეზღუდული დროის განმავლობაში იმყოფებიან	მაღალი	0,9
სადაც ადამიანები მცირე დროის განმავლობაში იმყოფებიან	საშუალო	0,7
	დაბალი	0,5

§ 3.5. შემოშლული კონსტრუქციებიდან სითბოს სტაციონარული გადაცემა

სითბოს გადატანა სათავსიდან გარემოში წარმოადგენს თბოგადაცემის რთულ ფიზიკურ პროცესს.

შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებთან წარმოებს თბოცვლა სათავსსა და ამ ზედაპირებს შორის. თბოცვლის წინააღმდეგობა შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებთან ტოლია

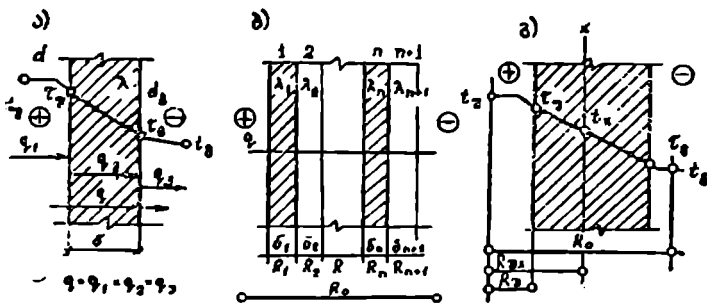
$$R_3 = \frac{1}{\alpha_3}, \text{ სადაც } \alpha_3 \text{ — თბოგაცემის კოეფიციენტია სათავსსა და}$$

შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებს შორის.

შემომზლული კონსტრუქციების გარე ზედაპირები გადასცემენ სითბოს გარემოს ჰაერს, ირგვლივ მდებარე ზედაპირებს და ცის თაღს. შემომზლული კონსტრუქციის გარე ზედაპირთან თბოგაცემის წინააღმდეგობა ტოლია

$$R_6 = \frac{1}{\alpha_6}, \text{ სადაც } \alpha_6 \text{ არის შემომზლული კონსტრუქციის გარე ზედაპირთან თბოგაცემის კოეფიციენტი.}$$

დამყარებული (სტაციონარული) თბური რეჟიმის დროს, ე. ი. იმ დროს, როდესაც ტემპერატურა და პროცესის მახასიათებელი სხვა პარამეტრები დროში არ იცვლება, სათავსი სითბოს გასცემს შემომზლული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირებს. სითბოს ეს რაოდენობა თბოგამტარობით გაივლის შემომზლული კონსტრუქციის სიზრქეში, ე. ი. შიგა ზედაპირიდან სითბო გადავა გარე ზედაპირზე. გარე ზედაპირი კი სითბოს გადასცემს გარემომცველ გარემოს. ენერჯიის შენახვის კანონის თანახმად, სითბო, რომელსაც სათავსი გადასცემს შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებს, ტოლია კონსტრუქციის სიზრქეში გატარებული სითბოს რაოდენობისა და ტოლია გარე ზედაპირის მიერ გარემოსადმი გადაცემული სითბოს რაოდენობისა (ნახ. 3.2).



ნახ. 3.2. სტაციონარული თბოგაცემის სქემა ერთშირიან (ა) და მრავალშირიან (ბ) ბრტყელ კედელში.

თუ დავაკვირდებით სითბოს გადაცემის პროცესს, შემომზღული კონსტრუქციებიდან შევნიშნავთ, რომ თბურ ნაკადს მიმდევრობით უხდება შიგა ზედაპირთან თბოგაყვების (R_a), თბოგამტარობის ($R_{თ.გ.ა}$) და გარე ზედაპირიდან თბოგაყვების (R_b) წინააღმდეგობების გადალახვა. ამიტომ შემომზღული კონსტრუქციის თბოგადაცემის საერთო წინააღმდეგობა ზემოთ აღნიშნული ცალკეული წინააღმდეგობების ჯამის ტოლია, ე. ი.

$$R_0 = R_a + R_{თ.გ.ა} + R_b. \quad (3.12)$$

თუ შემომზღული კონსტრუქცია მრავალშრიანი თბური ნაკადის მართობულ სიბრტყეებში, მაშინ კონსტრუქციის სიზრქის წინააღმდეგობა ცალკეული შრეების თბოგამტარობის წინააღმდეგობათა ჯამის ტოლია. თუ შემომზღულ კონსტრუქციაში მოთავსებულია ჰაერის შრე, საჭიროა მისი ვათეალისწინება, როგორც მიმდევრობით ჩართული წინააღმდეგობისა.

ამრიგად, მრავალშრიანი კედლის თბოგაყვების წინააღმდეგობა ტოლია

$$R_n = R_a + \sum R + R_{j.ზრ} + R_b. \quad (3.13)$$

სადაც $R_{j.ზრ}$ ჰაერის შრის თერმული წინააღმდეგობაა (დანართი 6). თბოგაყვების წინააღმდეგობის შებრუნებულ სიდიდეს წარმოადგენს თბოგაყვების k კოეფიციენტი და იგი ტოლია

$$k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum R + R_{j.ზრ} + R_b} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + R_{j.ზრ} + \frac{1}{\alpha_6}}. \quad (3.14)$$

სადაც δ და λ — შემომზღული კონსტრუქციის ცალკეული შრეების სისქე და თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

(3.14) ფორმულით შეგვიძლია ვისარგებლოთ იმ შემთხვევაში, თუ კედლის მასალა ერთგვაროვანია თბური ნაკადის პარალელურ სიბრტყეებში. თუ კედლის მასალა არ არის ერთგვაროვანი თბური ნაკადის პარალელურ სიბრტყეებში, მაშინ სითბოს გადაცემის გაანგარიშება რთულდება, რადგანაც ამ დროს საქმე გვაქვს უკვე შემომზღული კონსტრუქციის ორგანზომილებიან ტემპერატურულ ველთან. ამ დროს ვიქცევით შემდეგნაირად: შემომზღულ კონსტრუქციას ვყოფთ ცალკეულ ფართობებად, რომლის საზღვრებშიც კონსტრუქცია ერთგვაროვანია თბური ნაკადის პარალელურ სიბრტყეებში. თუ ჩავთვლით, რომ თითოეული ფართობის საზღვრებში ტემპერატურული ვე-

ლი ერთგანზომილებიანია, მაშინ კონსტრუქციის თბოგამტარობის წინააღმდეგობა შეგვიძლია გამოვთვალოთ ფორმულით

$$R_{\text{თბ. გამტ.}} = \frac{\sum F_n}{\sum \frac{F_n}{R_n}}, \quad (3.15)$$

სადაც F_n არის შემომზღუდი კონსტრუქციის ცალკეული ფართობი;

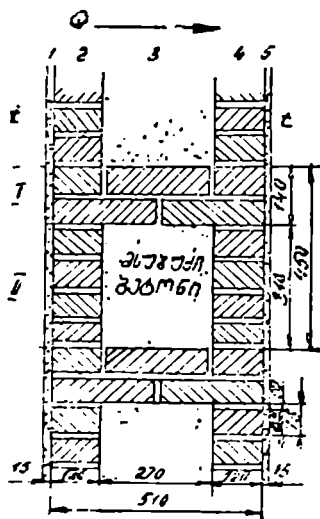
R_n — ფართობის საზღვრებში კონსტრუქციის თბოგამტარობის წინააღმდეგობა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც შემომზღუდი კონსტრუქცია არაერთგვაროვანია თბური ნაკადის, როგორც პარალელურ, ასევე მართობულ სიბრტყეებში, საჭიროა ვისარგებლოთ ნორმატიული საანგარიშო მეთოდით. ეს მეთოდიკა ქვემოთ განხილული გვაქვს მაგალითზე.

მრავალი საინჟინრო ამოცანის ამოხსნისას საჭიროა არა მარტო შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან გადატანილი სითბოს რაოდენობის ანგარიში, არამედ ამ კონსტრუქციის ტემპერატურული ველის გაგებაც. ეს საკითხი დაწვრილებით განხილულია სამშენებლო თბოფიზიკის კურსში.

მაგალითი 3.1: განესაზღვროთ არაერთგვაროვანი მასალისაგან შემდგარი კედლის (ნახ. 3.3) თბოგადაცემის თერმული R_0 წინააღმდეგობა,

თბოგადაცემის k კოეფიციენტი და q თბური ნაკადი, თუ $t_2 = 18^\circ\text{C}$, $t_1 = -7^\circ\text{C}$.



ნახ. 3.3.

კედელი შედგება სილიკატური აგურისაგან ($\rho = 1500$ კგ/მ³, $\lambda = 0,81$ ვტ/მ. გრად), რომელიც შეესებულა მსუბუქი ბეტონით ($\rho = 600$ კგ/მ³, $\lambda = 0,26$ ვტ/მ. გრ.). კედელი შიგნიდან შელესილათული ხსნარით ($\rho = 1700$ კგ/მ³, $\lambda = 0,87$ ვტ/მ. გრად), გარედან კი მოპირკეთებულია ტუფით ($\rho = 1400$ კგ/მ³, $\lambda = 0,52$ ვტ/მ. გრად).

როგორც ნახაზიდან ჩანს, კედელი არაერთგვაროვანია თბური ნაკადის როგორც პარალელურ, ასევე მართობულ სიბრტყეებში. თერმული წინააღმდეგობის გაანგარიშებას ვაწარმოებთ შემდეგი მიმდევრობით:

1. კედელს ვყოფთ ზონებად თბური ნაკადის პარალელურ სიბრტყეებში და აღვნიშნავთ ამ ზონებს რომელი ციფრებით — I და II. ვანგარიშობთ თერმულ წინააღმდეგობას თითოეული ზონისათვის.

I ზონისათვის

$$R_I = \frac{0,02}{0,87} + \frac{0,51}{0,81} + \frac{0,025}{0,52} = 0,701.$$

I ზონის ფართობი $F_I = 0,14$ მ² (ვიხილავთ 1 მ სიგრძის კედელს). II ზონისათვის

$$R_{II} = \frac{0,02}{0,87} + \frac{0,12}{0,81} + \frac{0,27}{0,26} + \frac{0,12}{0,81} + \frac{0,025}{0,52} = 1,405.$$

მეორე ზონის ფართობი $F_{II} = 0,31$ მ².

(3.15) ფორმულის თანახმად,

$$R_{II} = \frac{F_I + F_{II}}{\frac{F_I}{R_I} + \frac{F_{II}}{R_{II}}} = \frac{0,14 + 0,31}{\frac{0,14}{0,701} + \frac{0,31}{1,405}} = 1,07.$$

2. კედელს ვყოფთ შრეებად თბური ნაკადის მართობულ სიბრტყეებში და აღვნიშნავთ ამ შრეებს არაბული ციფრებით — 1, 2, 3, 4 და 5.

ვანგარიშობთ თითოეული შრის თერმულ წინააღმდეგობას.

1 შრისათვის —

$$R_1 = \frac{0,02}{0,87} = 0,023;$$

2 და 4 შრეებისათვის

$$R_2 = R_4 = \frac{0,12}{0,81} = 0,148.$$

3 შრისათვის, რადგან ერთგვაროვნება დარღვეულია, ვსარგებლობთ (3.15) ფორმულით, მაშინ

$$R_3 = \frac{F_1 + F_{II}}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_{II}}{R_{II}}} = \frac{0,14 + 0,31}{\frac{0,14}{0,85} + \frac{0,31}{0,26}} = 0,33.$$

5 შრისათვის.

$$R_5 = \frac{0,025}{0,52} = 0,048,$$

მაშინ კედლის თერმული წინაღობა თბური ნაკადის მართობული სიბ. რტყეების მიხედვით იქნება

$$R_1 = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = \\ = 0,023 + 0,148 + 0,33 + 0,148 + 0,48 = 0,697.$$

სრული თერმული წინაღობა გამოითვლება ფორმულით

$$R_{\text{თბ. გაბ.}} = \frac{R_{II} + 2R_1}{3} = \frac{1,07 + 2 \cdot 0,697}{3} = 0,82.$$

თუ მხედველობაში მივიღებთ კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგაცემის თერმულ წინაღობებს, მაშინ კედლის საერთო თერმული წინაღობა იქნება

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_a} + R_{\text{თბ. გაბ.}} + \frac{1}{\alpha_b} = \frac{1}{8,7} + 0,82 + \frac{1}{23,3} = 0,978 \text{ მ}^2 \text{ გ}^{\circ} / \text{ვტ}.$$

კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი ტოლი იქნება

$$k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,978} = 1,02 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრად.}$$

თბური ნაკადის სიდიდე იქნება

$$q = k(t_a - t_b) = 1,02(18 + 7) = 25,5 \text{ ვტ/მ}^2.$$

§ 8.6. შემომზღუდი კონსტრუქციების თბოგადაცემა

შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ჩვენს მიერ ზემოთ განხილული თბოგადაცემის პროცესი სტაციონარულია. ამ დროს ვთვლით, რომ შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურები მუდმივია დროის განმავლობაში, ხოლო გათბობის სისტემა სათავის აწვდის სითბოს იმ რაოდენობას, რომელსაც ეს სათავის შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან კარგავს გარემოში.

პრაქტიკულად ასეთ პროცესს არასოდეს არა აქვს ადგილი. გარი ჰაერის ტემპერატურა განიცდის მუდმივ ცვალებადობას, როგორც დღე-ღამის, ასევე სეზონის განმავლობაში. ცვალებადია აგრეთვე გათბობის სისტემის ხელსაწყოების თბოგაცემაც სათავისში. ყოველივე ეს კი იწვევს სათავისის ჰაერის და შემომზღუდი კონსტრუქციის შრეების ზედაპირების ტემპერატურების ცვლილებას. ე. ი. ადგილი აქვს თბოგადაცემის რთულ, არასტაციონარულ რეჟიმს.

ტემპერატურის და თბური ნაკადების პერიოდულ ცვლილებაზე სხვადასხვა შემომზღუდი კონსტრუქციები სხვადასხვანაირად რეაგირ-

რებენ. გარემოს ან სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებისას ზოგი შემომზღუდი კონსტრუქციის სიზრქეში ტემპერატურა სწრაფად იცვლება, ზოგის სიზრქეში კი ნელა. ამიტომ გარე ჰაერის ტემპერატურის შემცირება ზოგი შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირს გადაეცემა სწრაფად, ზოგისას კი ნელა. შემომზღუდი კონსტრუქციების ეს თვისება დაკავშირებულია მათ თბომდგრადობასთან, ე. ი. თბომდგრადობა არის შემომზღუდი კონსტრუქციის თვისება, შეინარჩუნოს შედარებით მუდმივი ტემპერატურა თბური ნაკადის პერიოდული ცვლილებისას.

თბური ნაკადების და ტემპერატურის ცვლილება ჰარმონიული რხევის ხასიათისაა, ამიტომ შემომზღუდი კონსტრუქციების თბომდგრადობის განხილვისას შეიძლება გამოვიყენოთ პერიოდული, ჰარმონიული რხევების კანონზომიერებანი.

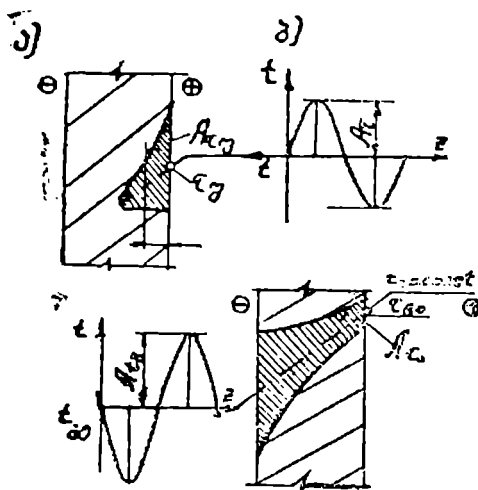
საერთოდ თბომდგრადობის განხილვის დროს ყურადღება უნდა გავამახვილოთ 2 ძირითად მოვლენაზე: პირველი — თუ როგორ იცვლება შემომზღუდი კონსტრუქციის ტემპერატურული ველი სათავსში ტემპერატურის და თბური ნაკადების ცვლილებისას და მეორე — როგორ გავლენას ახდენს თბომდგრადობაზე გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გამჭოლი შეღწევა შემომზღუდ კონსტრუქციაში.

1. შემომზღუდი კონსტრუქციების თბომდგრადობა სათავსში ტემპერატურის და თბური ნაკადების რხევების მიმართ

თუ სათავსში მოთავსებული სათბობი ხელსაწყოს ან სითბოს გამოყოფის სხვა წყაროს თბოგაცემა იქნება პერიოდული, მაშინ პერიოდულად შეიცვლება სათავსის ჰაერის და შემომზღუდი კონსტრუქციების ტემპერატურებიც. თბური ნაკადების და ტემპერატურის რხევებს შორის არსებობს კავშირი. რომელიც ხასიათდება შემომზღუდი კონსტრუქციის ზედაპირის სითბოს შეთვისების კოეფიციენტით y . იგი წარმოადგენს თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდის ფარდობას ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდასთან

$$y = \frac{d_t}{A_t} \quad (3.16)$$

სამშენებლო თბოფიზიკიდან ცნობილია, რომ, თუ ტემპერატურის



ნახ. 3.4. შემომზღული კონსტრუქციის თბომდგრადობა:

- ა — სათავსში ტემპერატურის და თბური ნაკადების რხევების მიმართ;
- ბ — გარე ჰაერის ტემპერატურის რხევის გამკოლო შეღწევის მიმართ.

სადაც R_1 არის პირველი შრის თერმული წინაღობა;

s_1 და λ_1 — ამ შრის სითბოს შეთვისების და თბოგამტარობის კოეფიციენტები;

ρ_1 — ამ შრის მასალის მოცულობითი თბოტევადობა;

y_2 — მეორე მატერიალური შრის სითბოს შეთვისების კოეფიციენტი.

შემომზღული კონსტრუქციის ზედაპირზე ტემპერატურის რხევა დროში ჩამორჩება თბური ნაკადის რხევას. „სქელ“ ($D > 1$) შემომზღული კონსტრუქციებისათვის ფაზათა ძვრის (ჩამორჩენის) ეს სიდიდე ტოლია

$$\varepsilon_g = \frac{T}{8}.$$

თბური ნაკადის ცვლილება დაკავშირებულია აგრეთვე სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებასთან. შემომზღულ კონსტრუქციაში თბური ნაკადის ცვლილება და სათავსის ჰაერის ტემპერატურას შო-

მკვეთრი ცვლილების მ შრე (ნახ. 3.4) მთავრდება შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირიდან პირველ მატერიალურ შრეში ($D_1 > 1$), მაშინ სითბოს შეთვისების y კოეფიციენტი შრის მასალის სითბოს შეთვისების კოეფიციენტის ტოლია

$$y = s_1 \cdot \sqrt{\frac{2\pi\lambda_1 C \rho_1}{T}}$$

თუ ტემპერატურის მკვეთრი ცვლილება ვრცელდება ერთზე მეტ შრეში, მაშინ

$$y = \frac{R_1 s_1^2 + y_2}{1 + R_1 y_2}, \quad (3.17)$$

რის დამოკიდებულება განისაზღვრება ე. წ. სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტით

$$B = \frac{A_4}{A_{\alpha_3}} \approx \frac{1}{\frac{1}{y} + \frac{1}{\alpha_3}} \quad (3.18)$$

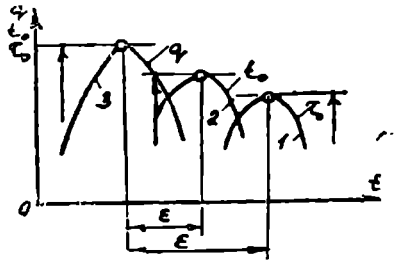
ან

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{y} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (3.19)$$

ე. ი. სითბოს შთანთქმის წინალობა $\left(\frac{1}{B}\right)$ სითბოს შეთვისების

$\left(\frac{1}{y}\right)$ და ზედაპირთან თბოგაცემის $\left(\frac{1}{\alpha_3}\right)$ წინალობების ჯამის ტოლია.

სათავისსი ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება დროში წინ უსწრებს ზედაპირზე ტემპერატურის ცვლილებას და ჩამორჩება თბური ნაკადის ცვლილებას x_3 სიღიღით (ნახ. 3.5 ეს ჩამორჩენა ფაზათა ძვლის x_y — სიღიღეზე (0,01-0,06) T -ჯერ ნაკლებია.



ნახ. 3.5. შემომზღული კონსტრუქციის ზედაპირის (1) და ჰაერის (2) ტემპერატურის რხევა თბური ნაკადის (3) რხევის გაუღწევით.

2. შემომზღული კონსტრუქციის თბომდგრადობა გარე ჰაერის ტემპერატურის რხევის გამჟოლი შეღწევის მიმართ

გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება იწვევს შემომზღული კონსტრუქციის სიზრქესა და შიგა ზედაპირზე ტემპერატურის და თბური ნაკადის ცვლილებას. გარე ზედაპირიდან დაცილებით, შემომზღული კონსტრუქციის კვეთში, ტემპერატურული რხევის ამპლიტუდა მცირდება და განიცდის ჩამორჩენას ფაზაში (დროში). გარე ჰაერის ტემპერატურის შემცირების გამჟოლი შეღწევა შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე ცვლის სათავისსი თბოდანაკარგებსა და რადიაციულ ტემპერატურას. ამიტომ სათავისსი თბური რეჟიმის შესწავლის დროს ამ საკითხზე უნდა იქნეს გამახვილებული განსაკუთრებული ყურადღება.

ტემპერატურული რხევის გამჟოლი შეღწევის მიმართ თბომდგრადობა ხასიათდება ν რხევის ჩახშობის და ϵ დაგვიანების მახასიათებლებით.

ტემპერატურული რხევის ამპლიტუდის გამჭოლი ჩამხშობის მახასიათებელი გვიჩვენებს, თუ რამდენჯერ მცირეა შიგა ზედაპირის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდა (A_{τ_2}) გარე ჰაერის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდაზე (A_{τ_1}) და გამოითვლება ფორმულით

$$\psi = \frac{A_{\tau_2}}{A_{\tau_1}} \approx 2^D \left(0,83 + 3 \frac{\sum R_i}{D} \right) \text{პარ. პ. ზრ.} \quad (3.20)$$

სადაც D არის შემომზღუდი კონსტრუქციის თბური ინერციის მახასიათებელი;

$\sum R_i$ — შემომზღუდი კონსტრუქციის i -ური შრეების თერმულ წინაღობათა ჯამი;

პარ. პ. ზრ. — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს კონსტრუქციის მატერიალური შრეების განლაგების თანამიმდევრობას

$$\text{პარ. პ. ზრ.} = 0,85 + 0,15 \frac{s_2}{s_1}; \quad (3.21)$$

პ. ზრ. — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს კონსტრუქციაში ჰაერის შრის არსებობას

$$\text{პ. ზრ.} = 1 + 0,5 R_{\text{ჰრ. ზრ.}} \frac{D_i}{\sum R_i}; \quad (3.22)$$

$R_{\text{ჰრ. ზრ.}}$ — ჰაერის შრის თერმული წინაღობა.

(3.21) ფორმულაში 1 და 2 ინდექსები ითვალისწინებს შემომზღუდი კონსტრუქციაში ძირითადი შრეების განლაგების თანამიმდევრობას ტემპერატურული ტალღის გავრცელების მიმართულებით.

ტემპერატურული რხევების გამჭოლი შეღწევის ფაზაში (დროში) ჩამორჩენის ε მახასიათებელი დამოკიდებულია შემომზღუდი კონსტრუქციის თბური ინერციის მახასიათებელზე და იგი ტოლია

$$\varepsilon \approx (0,113D - 0,017)T. \quad (3.23)$$

(3.20) ფორმულა მართებულია, როდესაც D $1,5 \div 2$. D -ს უფრო ნაკლები მნიშვნელობისათვის

$$\psi = \psi_{\text{min}} = \frac{R_0}{R_2}. \quad (3.24)$$

დროის ნებისმიერი τ მომენტისათვის შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულათ

$$\tau_a = \tau_a \text{ საშ} + \frac{A_{1g}}{b} \cos \frac{2\pi}{T} (\tau - \varepsilon), \quad (3.25)$$

სადაც $\tau_a \text{ საშ}$ არის T პერიოდის განმავლობაში შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა და იგი ტოლია

$$\tau_a \text{ საშ} = t_{\text{სათ}} - \frac{R_a}{R_0} (t_{\text{სათ}} - t_{\text{გ. საშ}}); \quad (3.26)$$

$t_{\text{სათ}}$ არის სათავისის ჰაერის ტემპერატურა:

$t_{\text{გ. საშ}}$ — T პერიოდის განმავლობაში გარე ჰაერის საშუალო ტემპერატურა.

$\cos \pi x$ -ის სიდიდეები ტოლია

x	0	1/3	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1,0
$\cos \pi x$	1	0,765	0,71	0,384	0	-0,384	-0,71	-0,765	-1

(3.25) ფორმულაში τ დროის ათელის დასაწყისი შეესაბამება გარე ჰაერის ტემპერატურის მაქსიმუმის მომენტს.

თუ შემომზღუდ კონსტრუქციაზე ერთდროულად მოქმედებს გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება და სათავსში სითბოს მოდინება, შეიძლება გამოვიყენოთ სუპერპოზიციის მეთოდი. ე. ი. თითოეული ფაქტორის ზემოქმედება განვიხილოთ ცალ-ცალკე და შემდეგ მოვახდინოთ მათი დაჯამება.

§ 3.7. ჰაერზედნევალოზის და მასალის ტენიანობის გავლენა შემომზღუდი კონსტრუქციის თერმობაზე

ცნობილია, რომ სამშენებლო მასალები წარმოადგენენ კაპილარულფორებიან სხეულებს. ფორებსა და კაპილარებში მიმდინარეობს ჰაერის ფილტრაცია და ტენის გადატანა. ეს მოვლენები გავლენას ახდენენ შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან სითბოს გადაცემის პროცესზე. შემომზღუდი კონსტრუქციების სრული პერმეტიზაცია დაუშვებელია. მათ უნდა გააჩნდეთ გარკვეული ჰაერ და ტენშელწვევადობის უნარი. ჰაერის ფილტრაცია და ტენის გადატანა შემომზღუდ კონსტრუქციაში არ უნდა იწვევდეს ამ კონსტრუქციის გაცივებას და დატენიანებას.

1. ჰაერის ფილტრაციის გავლენა თბოგაცემაზე

თანამედროვე მრავალსართულიან შენობებში ჰაერის ფილტრაცია ენიშნენელოვან გავლენას ახდენს სათავისის თბურ რეჟიმზე. სხვადასხვა კონსტრუქციებზე ჰაერშელწევადობა სხვადასხვანაირად მოქმედებს. ასე, მაგალითად, შემინულ ზედაპირზე, რომელთაც გააჩნიათ მაღალი ჰაერშელწევადობა, ჰაერის ინფილტრაცია იწვევს თბოდანაკარგების გაზრდას, მასიურ შემომზლულ კონსტრუქციებსა და პირაპირებზე კი — შიგა ზედაპირის ტემპერატურის შემცირებას.

შემომზლულ კონსტრუქციაში ჰაერის ფილტრაციის დროს იცვლება ამ კონსტრუქციის ტემპერატურული ველი და ზედაპირების თბოგაცემა. კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა მასში ჰაერის ინფილტრაციის დროს გამოითვლება ფორმულით

$$\tau_a = t_a - (t_a - t_b) \frac{C_a j (R_a - R_b) - 1}{C_a j R_a - 1} \quad (3.27)$$

ჰაერის ექსფილტრაციის შემთხვევაში ჰაერის ხარჯი j აიღება მინუს ნიშნით. ინფილტრაციის შემთხვევაში ნაწილობრივ წარმოებს გარე ჰაერის შეთბობა შემომზლულ კონსტრუქციაში კონდუქციური (თბოგამტარობით) თბური ნაკადის ხარჯზე, რის გამოც სათავსში შემოსული ჰაერის ტემპერატურა შედარებით მეტია, ვიდრე მისი საწყისი ტემპერატურა, ე. ი. შემომზლულ კონსტრუქციაში ხდება სითბოს ნაწილობრივი რეკუპერაცია.

ინფილტრირებული ჰაერის მცირე ხარჯის დროს ($C_a j R_a < 0,1$) თბოდანაკარგები იცვლება უმნიშვნელოდ (დაახლოებით 5%-ით). ამიტომ ამ დროს ინფილტრაცია შეიძლება მხედველობაში არ მივიღოთ. ჰაერის დიდი ხარჯის დროს კი ($C_a j R_a > 4$) თბოდანაკარგებს ფაქტიურად ადგილი არა აქვს. ამ დროს შემომზლულ კონსტრუქციაში გატარებული სითბო მთლიანად იხარჯება ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის შეთბობაზე.

2. მახალის ტენიანობის გავლენა თბოგაცემაზე

როგორც აღვნიშნეთ, სამშენებლო მასალები წარმოადგენენ კაპილარულ-ფორებიან სხეულებს. ფორები და კაპილარები შეიძლება შევსებული იყოს მშრალი ან ტენიანი ჰაერით, წყლით, ყინულით. ამიტომ შემომზლული კონსტრუქციის ტენიანობის რეჟიმის ცვალებადობა იწვევს ამ კონსტრუქციის თბოფიზიკური მახასიათებლების ცვალე-

ბაღობან. შემომზღული კონსტრუქციების მასალის ტენიანობა დამოკიდებულია ამ კონსტრუქციის სახეზე, შიგა და გარე პირობებზე, წლის პერიოდზე და სხვ.

შემომზღული კონსტრუქციის ტენიანობა წლის განმავლობაში იცვლება პერიოდულად. იგი მატულობს გაზაფხულზე; აპრილ-მაისში, ხოლო ზაფხულის ბოლოსათვის კი კლებულობს. ზამთრის პერიოდში (დეკემბერ-იანვარში) ტენიანობა უახლოვდება საშუალო წლიურ ტენიანობას. სწორედ ამ პერიოდისათვის ვაწარმოებთ შემომზღული კონსტრუქციების თბოტექნიკურ გაანგარიშებას და თბოდანაკარგების გამოთვლას. შემომზღული კონსტრუქციების მასალების თბოტექნიკური მახასიათებლები აღებულ უნდა იქნეს საშუალო წლიური ტენიანობის მიხედვით.

სნ და წ-ით რეკომენდებულია შემომზღული კონსტრუქციების თბოფიზიკური მახასიათებლების განსაზღვრა ტენიანობის A და B კატეგორიების მიხედვით (დანართი 4). მშენებლობის რაიონის ტენიანობის ზონისა და შენობის სათავის ტენიანობის რეჟიმის ცოდნისას ეპოულობთ საექსპლუატაციო ტენიანობას (A ან B). რის მიხედვითაც შემდეგ ცხრილებიდან (დანართი 1) ეპოულობთ სამშენებლო მასალების თბოფიზიკურ მახასიათებლებს.

§ 3.8. შემომზღული კონსტრუქციების ლაცხითი თვისებები

შენობის შემომზღულ კონსტრუქციებს უნდა გააჩნდეთ საჭირო თბური დაცვის თვისებები და ამავე დროს იყენენ საკმარისად ჰაერ და ტენშელწვეალი.

შემომზღული კონსტრუქციების თბური დაცვის თვისებები ხასიათდება ორი ძირითადი მახასიათებლით. ესენია: კონსტრუქციის თერმული წინაღობა და მისი თბომდგრადობა. პირველი სიდიდე (R_g) ახასიათებს სითბოს გადაცემისადმი კონსტრუქციის წინაღობას სტაციონარულ პირობებში, მეორე კი განსაზღვრავს წინაღობას არასტაციონალურ პირობებში. შემომზღული კონსტრუქციებიდან თბოგადაცემის სტაციონარულ რეჟიმს ადგილი აქვს ზამთრის პერიოდში, რადგანაც ზამთრისათვის დამახასიათებელია უფრო მდგრადი ჰაერის ტემპერატურა შენობის გარეთ და მუდმივი ტემპერატურა შენობაში ან სათავისში. ამ მუდმივი ტემპერატურის შენარჩუნება ხდება გათბობის სისტემის მეშვეობით. ზაფხულის პერიოდში შემომზღული კონსტრუქციებიდან ადგილი აქვს თბოგადაცემის არასტაციონალურ რეჟიმს, რაც განპირობებულია იმით, რომ ზაფხულის პერიოდში გარე ჰაერის ტემ-

პერატურა და მზის რადიაციით სათავეში შემოსული თბური ნაკადი განიცდიან პერიოდულ დღეღამურ რბევებს, ხოლო სათავესი პაერის ტემპერატურის რბეულირება. როგორც წესი, არ ხდება.

შემომზლული კონსტრუქციების თბოტექნიკური გაანგარიშების დროს ერთ-ერთ ძირითად სიდიდეს წარმოადგენს ამ კონსტრუქციის თერმული წინაღობა (R_0) ამიტომაც თბოტექნიკური გაანგარიშება სწორედ K -სიდიდის განსახლერით იწყება. კონსტრუქციის თერმული წინაღობა უნდა იყოს მეტი ან ტოლი სანპიგიენური მოსაზრებებით გათვალისწინებულ მინიმალურ თერმულ წინაღობაზე

$$R_0 \geq R_{0\text{მ.ბ.}} \quad (3.28)$$

(3.28) გამოსახლება წარმოადგენს შემომზლული კონსტრუქციების თბოტექნიკური გაანგარიშების აუცილებელ და არასაკმარის პირობას. საკმარისობის პირობის დასაცავად საჭიროა აგრეთვე ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების გათვალისწინება. ამ მახასიათებლების გათვალისწინება ხდება ეკონომიურად ოპტიმალური თერმული წინაღობით ($R_{0\text{ოპ.ბ.}}$).

თუ გაანგარიშების დროს აღმოჩნდა, რომ

$$R_{0\text{ოპ.ბ.}} > R_{0\text{მ.ბ.}} \quad (3.29)$$

მაშინ საანგარიშო თერმულ წინაღობად მიღებული უნდა იქნეს სიდიდე

$$R_0 = R_{0\text{ოპ.ბ.}} \quad (3.30)$$

ამ დროს მიღებული თერმული წინაღობის სიდიდე იქნება მეტი სანპიგიენური მოსაზრებებით გათვალისწინებულ თერმულ წინაღობაზე. ხოლო ეკონომიურად მიზანშეწონილი.

კონსტრუქციის თერმული წინაღობის განსახლერის შემდეგ საჭიროა. შემოწმდეს კონსტრუქციის ელემენტების (პირაპირები, კუთხეები, ჩანართები) თბური დაცვის თვისებები. ეს ელემენტები ისე უნდა იქნეს შერჩეული. რომ ადგილი არ ჰქონდეს მათ შიგა ზედაპირებზე კონდენსატის წარმოშობას.

თუ შემომზლული კონსტრუქცია არაერთგვაროვანია თბური ნაკადის მართობულ ან პარალელურ სიბრტყეებში, მაშინ საჭიროა განისახლეროს რთული შემომზლული კონსტრუქციის დაყვანილი თერმული წინაღობა.

ფანჯრებისა და კარებებისათვის თბური დაცვის თვისებები განისახლერება მხოლოდ თბოგადაცემისადმი წინაღობით, რომელიც ყოველთვის მეტი უნდა იყოს საჭირო თერმულ წინაღობაზე. ფანჯრებისა

და კარებებისათვის საჭირო თერმული წინაღობების სიდიდეები მოცემულია ნორმებში.

რეალურ პირობებში ფანჯრებს, კარებებს და კონსტრუქციის პირაპირებს გააჩნიათ გარკვეული ჰაერშელწვეადობა. დასაშვები ჰაერშელწვეადობის განსაზღვრისათვის ნორმებში მოცემულია აგრეთვე ისეთი სიდიდეები. როგორცაა: ჰაერშელწვეადობის წინაღობა $R_{0, a}$, ინფილტრაციის დროს ჰაერის დამატებითი სითბოს ხარჯი და სხვ.

შემომზღულ კონსტრუქციებს უნდა გააჩნდეთ ისეთი ტენდაციითი თვისებები, რომ გამოირიცხოს იყოს მათი დატენიანება როგორც ატმოსფერული ტენისაგან, ასევე სათავსიდან წყლის ორთქლის დიფუზიის დროს.

თბოგადაცემის. ჰაერშელწვეადობის და ტენის გადატანის პროცესები მიმდინარეობს ერთდროულად. ეს პროცესები გავლენას ახდენენ ერთმანეთზე, ამიტომ სითბოს, ჰაერის და ტენის გადაცემის წინაღობები მიზანშეწონილია განესაზღვროთ ერთდროულად, ე. ი. ჩავატაროთ შემომზღული კონსტრუქციების დაცვითი თვისებების საერთო გაანგარიშება.

1. შემომზღული კონსტრუქციის საჭირო თერმული წინაღობა

ზამთრის პირობებში გარე შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურა გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე სათავსში შოთავსებული სხვა ზედაპირების ტემპერატურა. ამიტომ სათავსში მყოფი ადამიანები გამოსხივებით გასცემენ სითბოს დიდ რაოდენობას ამ ზედაპირებზე. რასაც შეუძლია გამოიწვიოს კომფორტულობის მეორე პირობის დარღვევა. სანჰიგიენური ნორმების თანახმად, ადამიანები, რომლებიც იმყოფებიან გარე შემომზღული კონსტრუქციების მახლობლად, არ უნდა განიცდიდნენ ინტენსიურ რადიაციულ გაცივებას (ე. ი. დაცული უნდა იქნეს კომფორტულობის მეორე პირობა). აღნიშნული პირობის შესრულებისათვის კი საჭიროა, რომ შენარჩუნებულ იქნეს გარე შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურის გარკვეული დასაშვები მნიშვნელობა. გარდა ამისა, დაუშვებელია კონდენსატის წარმოქმნა შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე, ამიტომ უნდა იყოს ყოველთვის სათავსის ჰაერის ტემპერატურა ნამის ტემპერატურაზე მეტი.

რადგანაც ზამთრის პირობებისათვის შემომზღული კონსტრუქცი-

ებიდან თბოგადაცემის პროცესი სტაციონარულია, შეგვიძლია დავწეროთ თბური ბალანსის შემდეგი განტოლება

$$\frac{t_a - t_b}{R_0} = \frac{t_a - \tau_a}{R_a}; \quad (3.31)$$

აქედან

$$R_0 = R_a \frac{t_a - t_b}{t_a - \tau_a} \quad (3.32)$$

ამ ფორმულაში შემავალი ყველა სიდიდე რეგლამენტირებულია. მათი მნიშვნელობები განსაზღვრულია სამშენებლო ნორმებითა და წესებით სნ და წ, ასე, მაგალითად, სნ და წ-ის თანახმად, სითბოს შეთვისების თერმული წინაღობა ტოლია $R_a = 0,114$ გრადმ²/ვტ; ნორმებით გათვალისწინებულია აგრეთვე სათავსის და გარემოს ჰაერის t_a და t_b და საანგარიშო ტემპერატურული სხვაობის $t_a - \tau_a = \Delta t_{ნორმ}$ მნიშვნელობები. საანგარიშო ტემპერატურული სხვაობის $\Delta t_{ნორმ}$ მნიშვნელობები მოცემულია 3.2 ცხრილში.

ცხრილი 3.2

$\Delta t_{ნორმ}$ ნორმირებული ტემპერატურული სხვაობის, $q_{ნორმ}$ ნორმირებული თბური ნაკადის და გარე შემოშლული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების τ_a დასაშვები ტემპერატურის მნიშვნელობები

სათავსის დახასიათება	გარე კედელი			კერი			იარაკი		
	$\Delta t_{ნორმ}$	$q_{ნორმ}$	τ_a	$\Delta t_{ნორმ}$	$q_{ნორმ}$	τ_a	$\Delta t_{ნორმ}$	$q_{ნორმ}$	τ_a
მაღალი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები, ხალხის ყოფნა ხანგრძლივად ან დღე-ღამის განმელობაში ($t_{სათ} = 20 \div 18^\circ\text{C}$)	6	52.5	14-12	4.0	35	16-14	2.0	17.5	18-16
ხალხის ხანმოკლე ან განსაზღვრული დროით ყოფნა ($t_{სათ} = 16^\circ\text{C}$)	7	61.5	9	5.5	47.6	10.5	2.5	22.1	13.5

გარე ჰაერის ტემპერატურის განსაზღვრის დროს საჭიროა მხედველობაში იქნეს მიღებული კედლის მასიურობა D .

თუ აღნიშნულ სიდიდეებს ჩავსვამთ (3.32) ფორმულაში, მივიღებთ საჭირო თერმული წინალობის საანგარიშო ფორმულას

$$R_{\text{საზ}} = R_{\text{ა}} \frac{t_{\text{ა}} - t_{\text{ბ}}}{\Delta t_{\text{ნორმ}}} \quad (3.33)$$

ამ ფორმულაში n არის შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ტემპერატურული სხვაობის $t_{\text{ა}} - t_{\text{ბ}}$ შემცირებას იმ შემომზღუდი კონსტრუქციებისათვის, რომლებიც უშუალოდ გარე ჰაერს კი არ ეხებიან, არამედ გადიან გაუმთბარ სათავსებში (ცხრილი 3.3).

თუ მხედველობაში მივიღებთ ნორმირებული თბური ნაკადის მნიშვნელობას

$$q_{\text{ნორმ}} = \frac{\Delta t_{\text{ნორმ}}}{R_{\text{ა}}}, \quad (3.34)$$

მაშინ (3.33) ფორმულა ასე შეგვიძლია გადავწეროთ

$$R_{\text{საზ}} = \frac{t_{\text{ა}} - t_{\text{ბ}}}{q_{\text{ნორმ}}} \cdot n. \quad (3.35)$$

$q_{\text{ნორმ}}$ სიდიდეები მოცემულია 3.1 ცხრილში.

ცხრილი 3.3

№	შემომზღუდი კონსტრუქციები	კოეფიციენტი n
1	გარე კედლები და ბრტყელი გადახურვები;	1
2	გადახურვები ც/ვ სარდაფებზე, სასხვე-ნო გადახურვები	0,9
3	გადახურვები გაუმთბარ სარდაფებზე, რომელთაც კედლებში დატანებული აქეთ გასანათებელი ღიობები	0,75
4	გადახურვები გაუმთბარ სარდაფებზე, რომელთაც არ გააჩნიათ გასანათებელი ღიობები და რომლებიც განლაგებულია მიწის ზემოთ	0,6
5	გადახურვები, რომლებიც განლაგებულია გაუმთბარ ტექნიკურ სართულებზე, რომლებიც მდებარეობენ მიწის ზემოთ	0,4

(3.35) ფორმულა მართებულია იმ შემთხვევისათვის, როდესაც სათავსში მოთავსებულ ზედაპირებს გააჩნიათ სათავსის ჰაერის ტემპერატურა და სათავსში ადგილი არა აქვს იძულებითი კონვექციის მოვლენას.

სხივური ან ჰაერით გათბობის გამოყენების შემთხვევაში თბოცვლა სათავსში უფრო რთული ხასიათისაა, ვიდრე ამას ფორმულა (3.35) ითვალისწინებს. ამიტომ სნ და წ-ით რეკომენდებული K_{Σ} ის სიდიდის გამოყენება მნიშვნელოვან ცდომილებას იძლევა. ამ დროს უმჯობესია წინასწარ განესაზღვროთ არა R_{Σ}^{*} სიდიდე, არამედ $(R_{\Sigma}^{*})' = K_{\Sigma}^{*} - R_{\Sigma}$.

$(K_{\Sigma}^{*})'$ — წარმოდგენს საჭირო თერმული წინაღობის სიდიდეს შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირიდან გარე ჰაერამდე. $(R_{\Sigma}^{*})'$ სიდიდეში გამორიცხულია თბოგაცემა შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე. ამ ზედაპირის ტემპერატურად კი მიღებულია მინიმალური დასაწევები ტემპერატურა t_{Σ}^{*} .

$(K_{\Sigma}^{*})'$ სიდიდის განმსაზღვრელი ფორმულა შემდეგია

$$(R_{\Sigma}^{*})' = \frac{t_{\Sigma}^{*} - t_{\Sigma}}{q_{\text{ნორმ}}}, \quad (3.36)$$

$t_{\Sigma}^{*} = t_{\Sigma} - \Delta t_{\text{ნორმ}}$ — სიდიდეები მოცემულია 3.1 ცხრილში.

2. შემომზღუდი კონსტრუქციის ოპტიმალური თერმული წინაღობა

შემომზღუდი კონსტრუქციების რაციონალური გადაწყვეტის ეკონომიკურ მახასიათებელს წარმოადგენს 1 მ² კონსტრუქციის დაყვანილი ხარჯები მანეთობით, იგი ტოლია

$$A = K + \Theta T, \quad (3.37)$$

სადა K არის ერთდროული (კაპიტალური) დანახარჯები შემომზღუდი კონსტრუქციაზე;

Θ — საექსპლუატაციო ხარჯები;

T — დამატებითი კაპიტალდაბანდებათა ნაზღაურობის ნორმატიული ვადა და იგი ტოლია 8,33 წლის.

ოპტიმალურ თერმულ წინაღობად ითვლება ისეთი შემომზღუდი კონსტრუქციის თერმული წინაღობა, რომლისთვისაც დაყვანილი ხარჯების სიდიდე (1) მინიმალურია.

დაყვანილი ხარჯების გამოსათვლელად კი სწ და წ-ით რეკომენ-
დებულია შემდეგი ფორმულა

$$A = K + 3600 - \frac{(I_2 - I_{\text{გათ. ს.ჯ}}) \cdot \sum_{\text{გათ. ს.ჯ}} m \cdot \text{წთბ. წთბ.}}{R_{\text{ს.ჯ.ბ.}} \cdot E} \quad (3.39)$$

სადაც I_2 არის სათავისის პაერის ტემპერატურა:

$I_{\text{გათ. ს.ჯ}}$ — გათბობის სეზონის პერიოდში გარე პაერის სა-
შუალო ტემპერატურა;

$\sum_{\text{გათ. ს.ჯ}}$ — გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა საათობით;

m — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სით-
ბოს დამატებით ხარჯს ინფილტრაციაზე და იგი
აიღება 1,05-ის ტოლი;

$\epsilon_{\text{რ.ჯ}}$ — თბური ენერგიის ღირებულება, მან/ჯ.

$\epsilon_{\text{რ.ბ}}$ — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს თბური
ენერგიის ღირებულების ცვლილებას პერსპექტი-
ვაში. შენობის დანიშნულების და ექსპლუატაცი-
ის პირობების მიხედვით $\epsilon_{\text{რ.ბ}}$ კოეფიციენტი აი-
ღება 1 : : 3 ფარგლებში:

E — ნორმატიული კოეფიციენტი ხარჯების გასათვა-
ლისწინებლად. იგი აიღება 0,08-ის ტოლი.

$R_{\text{ს.ჯ.ბ.}}$ — შემომზღუდი კონსტრუქციის ოპტიმალური თერ-
მული წინაღობა და იგი გამოითვლება ფორმუ-
ლით

$$R_{\text{ს.ჯ.ბ.}} = R_{\text{ვ}} + R_{\text{ბ}} + R_{\text{ს.ბ.ბ.}} + R_{\text{ვ.ა.}} \quad (3.39)$$

სადაც $R_{\text{ვ}}$ და $R_{\text{ბ}}$ შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედა-
პირებთან თბოგაცემის თერმული წინაღობებია.
მ² გრად/ვტ:

$\sum R_{\text{ვ.რ.}}$ — სათანადო შრეების თერმული წინაღობების ჯა-
მი;

$R_{\text{ს.ბ.ბ.}}$ — თბოსაიზოლაცია შრის ოპტიმალური თერმული
წინაღობა და გამოითვლება ფორმულით

$$R_{\text{ს.ბ.ბ.}} = 60 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{ს.ბ.ბ.}} (I_2 - I_{\text{გათ. ს.ჯ.ბ.}}) \cdot \sum_{\text{გათ. ს.ჯ.ბ.}} m \cdot \text{წთბ. წთბ.}}{\lambda_{\text{ს.ბ.ბ.}} \cdot \text{წთბ. წთბ.}}}; \quad (3.40)$$

აქ $\lambda_{\text{ს.ბ.ბ.}}$ წარმოადგენს თბოსაიზოლაციო შრის თერმული წინაღობის
ფარდობას საერთო თერმულ წინაღობასთან და იგი აიღება
0,85-ის ტოლი;

ლთ. იბ — თბოსაიზოლაციო შრის მასალის თერმული წინაღობა, მ² გრად/ვტ;

ეთბ. იბ — მრავალშრიანი კედლის თბოსაიზოლაციო შრის ან ერთ-შრიანი კედლის მასალის ლირებულება, მან/მ³,

დანარჩენი აღნიშვნები იგივეა, რაც (3.38) ფორმულაში.

თბოსაიზოლაციო შრის ოპტიმალური თერმული წინაღობის ცოდნისას, რომელიც გამოითვლება (3.40) ფორმულით, შეგვიძლია დავადგინოთ ამ შრის სისქე

$$X_{\text{თბ. იბ}} = K_{\text{თბ. იბ}} \lambda. \quad (3.41)$$

შემომზღუდი კონსტრუქციების ოპტიმალური თერმული წინაღობის დასადგენად დაყვანილი ხარჯების (A) გამოთვლა უნდა ვაწარმოოთ $K_{\text{თბ. იბ}}$ -ის რამდენიმე მნიშვნელობისათვის და საბოლოოდ მივიღოთ შემომზღუდი კონსტრუქციის ის თერმული წინაღობა, რომლისთვისაც დაყვანილ ხარჯებს (A) ექნებათ მინიმალური მნიშვნელობა.

3. შემომზღუდი კონსტრუქციების დაყვანილი თერმული წინაღობა

თანამედროვე შენობების შემომზღუდი კონსტრუქციები დამზადებულია მსხვილზომიანი ელემენტებისაგან, რომლებიც ხასიათდებიან გარკვეული თავისებურებებით, კერძოდ, კედლებში განლაგებულია ფანჯრის ღიობები, რომელთა ფართობი შეადგენს საერთო ფართობის (20-25)%-ს, ხოლო თვით პანელების ფართობი არაა დიდი (დაახლოებით 10 მ²). შემომზღუდი კონსტრუქციებს საცაფის მხრიდან უერთდება ტიხრები და სართულშუა გადახურვები, კედლის პანელების კონსტრუქციებს გააჩნიათ წიბოები, რომლებიც ამ კონსტრუქციებში ქმნიან თბოგამტარ ჩანართებს. ამრიგად, შემომზღუდი კონსტრუქციის მთელ ფართობზე პრაქტიკულად არ არსებობს მონაკვეთი, რომელზეც თბოგაცემა შეიძლება ჩაითვალოს ერთგანზომილებიანად. რეალურ პირობებში შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან სითბოს დანაკარგები მეტია, ვიდრე ერთგანზომილებიანი ტემპერატურული ველის შემთხვევაში.

რთული შემომზღუდი კონსტრუქციების სითბოს დანაკარგების სწორი გაანგარიშებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ამ კონსტრუქციების დაყვანილი თერმული წინაღობის ცნება.

დაყვანილი ეწოდება ისეთი პირობითი ერთგანზომილებიანი ველის მქონე შემომზღუდი კონსტრუქციის წინაღობას, რომლის თბოდანაკარგები ორგანზომილებიანი რთული შემომზღუდი კონსტრუქციების სითბოს დანაკარგების ტოლია.

რთული შემომზღული კონსტრუქციების ორგანოზომილებიანი ელემენტებიდან თბოდანაკარგების განხილვის საფუძველზე ვ. ბოგოსლოვსკიმ განსაზღვრა თითოეული ელემენტის ფორმის ფაქტორის სიდიდე, რომელთა მნიშვნელობები მოცემულია 3.4-ე ცხრილში.

ცხრილი 3.4

შემომზღული კონსტრუქციების მახასიათებელი ელემენტების ფორმის ფაქტორის სიდიდეები

მახასიათებელი ელემენტები და ფორმის ფაქტორის აღნიშვნა	ელემენტის ფორმის ფაქტორი	
	გარე აზომვით	შიგა აზომვით
გარე კუთხე, $f_{გ.კ.}$	0.68	1.18
შიგა კუთხე, $f_{შ.კ.}$	1.18	0.68
ლიობის ფერდო კედელში	1.5	1.5
შიგა და გარე ერთგვაროვანი კედლების პირაპირი	$1 \div 0.7$	$1 \div 1.3$
თბოგამტარი ჩანართი	$1 + \frac{b}{4\lambda} (k_{თ.გ} - k)$	

b — ჩანართის სიგანე; $k_{თ.გ.}$ და k — თბოგაცემის კოეფიციენტები გამოყოფილი ჩანართის სიბრტყეში და კონსტრუქციის ძირითად ნაწილში.

f ფორმის ფაქტორი გვიჩვენებს, თუ რამდენჯერ მეტია თბოდანაკარგები $e f$ სიგანის ორგანოზომილებიანი ველის ერთეული სიგრძიდან იმავე ფართობის ერთგვაროვანი შემომზღული კონსტრუქციიდან თბოდანაკარგების სიდიდეზე.

თბოდანაკარგები შემომზღული კონსტრუქციებიდან, რომელთაც გააჩნიათ რამდენიმე ორგანოზომილებიანი ელემენტები e_i სიგრძით და f_i ფორმის ფაქტორით, გამოითვლება ფორმულით

$$Q = \frac{1}{R_0} F_0 (t_a - t_b) + \frac{1}{R_0} \sum b f_i e_i (f_i - 1) (t_a - t_b), \quad (3.42)$$

სადაც F_0 და R_0 — შემომზღული კონსტრუქციების ერთგვაროვანი ნაწილის ფართობი და თერმული წინაღობაა.

მეორე მხრივ, თუ გამოვიყენებთ რთული შემომზღული კონსტრუქციის დაყვანილი თერმული წინაღობის ცნებას, გვექნება

$$Q = \frac{1}{R_{0,დ.ყ}} F_0 (t_a - t_b). \quad (3.43)$$

ამ ორი გამოსახულების გატოლებით მივიღებთ დაყვანილი თერ-
მული წინააღობების საანგარიშო ფორმულას

$$R_{0\text{დაყ}} = \frac{R_0}{1 + \frac{1}{f'_0} \sum h f_i (f_i - 1) l_i} \quad (3.44)$$

ჩრთული (არაერთგვაროვანი) შემომზღუდი კონსტრუქციის დაყ-
ვანილი თერმული წინააღობის გამოსათვლელად, სნ და φ -ით რეკო-
მენდებუღია ფორმულა

$$R_{\text{დაყ}} = \frac{l_3 - l_2}{q_{\text{საანგ}}} \quad (3.45)$$

სადაც $q_{\text{საანგ}}$ — საანგარიშო თბური ნაკადის სიღიდეღა და იგი ტოღია

$$q_{\text{საანგ}} = \alpha_2 (t_2 - \tau_{2, \text{საან}}) = \alpha_2 (\tau_{2, \text{საან}} - t_2) \quad (3.46)$$

$\tau_{2, \text{საან}}$ და $\tau_{2, \text{საან}}$ — არაერთგვაროვანი კონსტრუქციის შიღა და
გარე ზეღაპირების საშუალო ტემპერატურებია. ამ ტემპერატურების
მნიშვნეღობები მიიღება ორგანზომიღებიანი ტემპერატურული ვე-
ღის ზუსტი გაანგარიშების საფუძვეღზე ეღექტროინტეგრატორით ან
ეღექტრონული გამოთვღითი მანქანის (ეღმ) საშუაღებით.

4. შემომზღუდი კონსტრუქციების საჭირო თბომღგრადობა

შემომზღუდ კონსტრუქციებს უნღა ვაჩნღეთ ისეთი თბომღგრად-
ღობა, რომ გამორიცხულ იქნეს შიღა ზეღაპირის ტემპერატურის ცვღი-
ღება ღიდ ფარგღებში: ზამთარში გარე ჰაერას ტემპერატურის ერთ-
ჯერადი დაწვეის დროს. ზაფხულში კი ტემპერატურის და მზის რადი-
აციის დღეღამური ცვღიღების შემთხვევაში. ზამთრის რეღიმიისათვის
გარე ჰაერს საანგარიშო ტემპერატურის შერჩევისას მხეღვეღობაში
მიიღება შემომზღუდი კონსტრუქციის თბოინერციუღობა (I). ამი-
ტომ $R_{\text{დაყ}}$ განსაზღვრა თავისთავად ითვალისწინებს კონსტრუქცი-
ის თბომღგრადობას ზამთრის პირობებისათვის.

ზაფხუღის პირობებში კი საჭიროა შემომზღუდი კონსტრუქციე-
ბის შემოწმება მათ თბომღგრადობაზე. შემომზღუდ კონსტრუქციეღ-
უნღა ვააჩნღეთ ისეთი თბომღგრადობა, რომ შიღა ზეღაპირის ტემპე-
რატურის რსევეს ამპღიტუღდა Δt_2 იყოს ყოვეღთვის ნაკღები ან
ტოღი დასაშვებ სიღიდეღზე.

შიგა ზედაპირის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდის დასაშვები მნიშვნელობა გამოითვლება ფორმულით

$$t_{\text{გ}}^{\text{ზ}} = 2.5 - 0,1 (t_{\text{გ}}^{\text{ფ}} - 2), \quad (3.47)$$

სადაც $t_{\text{გ}}^{\text{ფ}}$ არის გარე ჰაერის საშუალო ტემპერატურა ყველაზე ცხელი თვის — ივლისისათვის.

შემომზღული კონსტრუქციების შემოწმება თბომდგრადობაზე საჭიროა მშენებლობის იმ რაიონებისათვის, სადაც $t_{\text{გ}}^{\text{ფ}} > 21$, ხოლო თბური ინერციის მახასიათებელი $D < 4$ — კედლებისათვის და $D < 5$ გადახურვებისათვის. D -ს უფრო მაღალი მნიშვნელობისათვის ან როდესაც $t_{\text{გ}}^{\text{ფ}} < 21$ თბომდგრადობაზე შემოწმება საჭირო აღარ არის, რადგანაც ამ დროს გარე ჰაერის ტემპერატურის რხევის ჩახშობა ხდება შემომზღულ კონსტრუქციაში ისე, რომ იგი ვერ ახდენს გავლენას შიგა ზედაპირის ტემპერატურაზე.

იატაკების თბომდგრადობა განისაზღვრება მათი თბოშეთვისების კოეფიციენტით

$$y = \sqrt{\lambda \rho}, \quad (3.48)$$

რომელიც უნდა იყოს არა უმეტეს ნორმებით გათვალისწინებული სიდიდისა.

სნ და წ-ში მოცემულია სხვადასხვა ტიპის შენობებისათვის ტაკების თბოშეთვისების კოეფიციენტების ნორმატიული სიდიდეები ($y_{\text{სნ}}^{\text{ნორ}}$) მაღალი უზრუნველყოფის კოეფიციენტის მქონე შენობებისათვის (საცხოვრებელი სახლები, სამკურნალო და საბავშვო დაწესებულებები და ა. შ.).

$$y_{\text{სნ}}^{\text{ნორ}} = 12 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრად.}$$

საშუალო უზრუნველყოფის მქონე შენობებისათვის (საზოგადოებრივი შენობები, სამრეწველო დაწესებულებების დამხმარე შენობები და სათავსები და ა. შ.)

$$y_{\text{სნ}}^{\text{ნორ}} = 14 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრად.}$$

მეორეხარისხოვანი შენობებისათვის და იმ სათავსებისათვის, სადაც $t_{\text{იატ}} \geq 23^\circ$, იატაკების თბოშეთვისების კოეფიციენტები ნორმებით არ გაითვალისწინება.

5. შემინული ზედაპირების და კარებების თბური დაცვა

შემინული ზედაპირების საჭირო თერმული წინაღობები შენობის დანიშნულების და შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურათა სხვაობის მიხედვით მოცემულია ნორმებში.

კარებებისა და კიშკრებისათვის თერმული წინაღობის სიდიდე უნდა იყოს არანაკლებ $0,6 R_{\text{სპ}}-\text{ისა}$. $R_{\text{სპ}}$ — შემომზღუდი კონსტრუქციის საჭირო თერმული წინაღობაა, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა ტოლია ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურის.

ფანჯრებისა და კარებების სხვადასხვა კონსტრუქციებისათვის თერმული წინაღობის სიდიდეები და თბოგაცემის კოეფიციენტები ნაჩვენებია 3.5 ცხრილში.

ცხრილი 3.5

კონსტრუქციის სახე	$R_{\text{თ}}$ მ² გრად/ვტ	თბოგაცემის კოეფიციენტი. ვტ/მ² გრად	
		მსხვილბანილი- შენობებში	აგურის შენობებში
ერთმაგი წებინეა ერთმაგი ალათებით	0.17	5.8	—
ორმაგი შემაინეა შეწყველე- ბული ალათებით	0.34	2.9	3.5
იგივე განცალკევებულ, ორმაგი ალათებით	0.38	2.7	3.15
სამმაგი შემაინეა (ერთმაგს ბლეს შეწყვილებული)	0.52	2.0	2.3
შემაინეა ღრუტანიანი მი- ნის ბლოკებით მძიმე ხსნარ- ზე	0.43	2.3	—
იგივე მსუბუქ ხსნარზე	0.52	2.0	—
გარე ხის ერთმაგი კარებე- ბი და კიშკრები	0.21	4.6	4.6
იგივე ორმაგი	0.43	2.3	2.3
ერთმაგი მინის კარებები	0.15	6.4	6.4
იგივე ორმაგი	0.27	3.7	3.7
მალაზიის ვიტრანები ვენ- ტრაციით	0.21	4.6	4.6
ვიტრანები ლათონის ალა- თებით	0.26	3.8	3.8
ერთმაგი შიგა კარებები	0.34	2.9	2.9

შენიშვნა: 1. ფანჯრების და კარებების კოეფიციენტების მნიშვნელობები მოცემულია ხის ალათების შემთხვევისათვის. ლათონის ან რკინაბეტონის ალათების გამოყენების შემთხვევაში ცხრილში მოცემული სიდიდეები უნდა გადიდდეს 10%-ით.

6. შემომზღუდი კონსტრუქციების საჭირო ჰაერ- და ტენდაცვითი თვისებები

შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ყველაზე მაღალი ჰაერშედწევადობა აქვს ფანჯრებს. ფანჯრებიდან სათავსში ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის რაოდენობა დამოკიდებულია ფანჯრის კონსტრუქციის სახეზე, მის ჰერმეტიზაციაზე, შენობის სართულიანობაზე, შენობაში ფანჯრის განლაგების ადგილზე და სხვ.

ფანჯრის კონსტრუქციებიდან დასაშვები ჰაერშედწევადობის სიდიდე აიღება გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის მიხედვით.

$t_{\text{გ}}^{\circ}\text{C}$	-10	-11...-20	-21...-30	-31...-40	-41...-50	-51
და ზევით						და დაბლა
$G_{\text{ფანჯ}}^{\text{საჭ}} \frac{\text{მ}^3}{\text{გსთ}}$	25	17	13	11	9	8

გარე კედლებსა და გადახურვებს უნდა გააჩნდეთ საჭიროზე მეტი ან ტოლი ჰაერშედწევადობის წინააღობა

$$R_{\text{საღ}} \geq R_{\text{საჭ}} = \frac{\Delta P}{G_{\text{ნორმ}}} \quad (3.49)$$

სადაც ΔP არის ჰაერის წნევათა სხვაობა შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებს შორის, პა;

$G_{\text{ნორმ}}$ — კონსტრუქციიდან ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის ნორმატიული სიდიდე, კვ/მ²სთ.

გარდა გარემოდან ჰაერის ინფილტრაციისა, შენობაში ადგილი აქვს აგრეთვე ჰაერის გადაძინებას ერთი სათავსიდან მეორეში ან ერთი სართულიდან მეორეზე, ამიტომ შენობებში მოთავსებულ კარებებს, ტიხრებს, კაპიტალურ კედლებს და სხვა კონსტრუქციებს უნდა გააჩნდეთ შეძლებისდაგვარად მაქსიმალური ჰაერშედწევადობის წინააღმდეგობა, რაც გამოირიცხავს ქვემო სართულებზე დაბინძურებული ჰაერის გადაძინებას ზემო სართულებზე.

შენობის შემომზღუდ კონსტრუქციებს უნდა გააჩნდეთ ისეთი ტენდაცვითი თვისებები, რომ ნორმალური ექსპლუატაციის პირობებში კონსტრუქციის მასალის ტენიანობა არ აღემატებოდეს ნორმებით გათვალისწინებულ დასაშვებ სიდიდეს. შემომზღუდი კონსტრუქციების შესაძლო დატენიანების თავიდან ასაცილებლად მიზანშეწონილია შიგა ზედაპირები გაკეთდეს უფრო მკერძო და ნაკლებად ორთქლშედწევადი.

მშრალი სათავსების შემომზღუდ კონსტრუქციებს გააჩნიათ ტენიანობის დამაკმაყოფილებელი რეჟიმები. ამიტომ ასეთი სათავსების

თბური რეჟიმის განხილვის დროს შემომზღუდი კონსტრუქციების ტენიანობის რეჟიმის შემოწმება საჭირო აღარ არის. სხვა დანარჩენ შემთხვევებში საჭიროა შემომზღუდი კონსტრუქციების ტენიანობის რეჟიმების შემოწმება. ტენიანობის რეჟიმების გაანგარიშების დროს საჭიროა ვისარგებლოთ სნ და წ-ის რეკომენდაციებით.

იმ რაიონებში, სადაც ადგილი აქვს ხანგრძლივ წვიმებსა და ქარს, საჭიროა კედლების გარე ზედაპირებზე მოეწყოს ტენშეულწევი შრე ან ეკრანი.

მრავალწრიან შემომზღუდი კონსტრუქციებში, რომელთაც გააჩნიათ შიგა და გარე ტენშეულწევი შრეები, თბოსაიზოლაციო შრეს უნდა გააჩნდეს დაბალი ტენიანობა.

§ 2.9. სათავსის თბომდგრადობა

თუ სათბობი ხელსაწყოების მიერ სათავსს მიეწოდება სითბოს ის რაოდენობა, რომელსაც იგი შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან კარგავს გარემოში, მაშინ სათავსის ტემპერატურა რჩება უცვლელი, მაგრამ თუ სათბობი ხელსაწყოების მიერ სითბოს მიწოდება წარმოებს პერიოდულად, ხოლო სათავსის თბოდანაკარგები რჩება უცვლელი, მაშინ ადგილი ექნება ჰაერის და სათავსის რადიაციული ტემპერატურის ცვლილებას (რხევას). თბური ნაკადის და ტემპერატურის ასეთი ცვლილების დროს სათავსში განლაგებული შემომზღუდი კონსტრუქციების ზედაპირები, საგნები და თვით სათავსის ჰაერი პერიოდულად შეუთვისებენ და გასცემენ სითბოს. რაც უფრო მეტ სითბოს შთანქმენ სათავსში მოთავსებული ზედაპირები და საგნები, მით ნაკლები იქნება სათავსში ჰაერის ტემპერატურის რხევა და მეტი იქნება მისი თბომდგრადობა.

სათავსის თბომდგრადობა ეწოდება მის უნარს შეინარჩუნოს შედარებით მუდმივი ტემპერატურა სითბოს პერიოდული მიწოდებისას.

სათავსის ჰაერის ტემპერატურის რხევის ინტენსივობა დამოკიდებულია სათბობი ხელსაწყოების მიერ გაცემული სხივური და კონვექციური თბური ნაკადების თანაფარდობაზე.

სათავსში სითბოს მოდინება ან კარგვა შეიძლება იყოს ჰარმონიული ან პერიოდული. სითბოს მოდინების რთული პროცესი კი შესაძლებელია ხასიათდებოდეს მათი ერთობლიობით.

გათბობის სისტემის პერიოდული მოქმედების დროს, სათბობი

ხელსაწყოს თბოგაცემა ხასიათდება ხელსაწყოს თბოგაცემის უთანაბრობის კოეფიციენტით

$$M = \frac{Q_{\text{რ.კს}} - Q_{\text{მინ}}}{2Q_{\text{საბ}}}, \quad (3.50)$$

სადაც $Q_{\text{საბ}}$, $Q_{\text{რ.კს}}$ და $Q_{\text{მინ}}$ -- სათბობი ხელსაწყოს საშუალო, მაქსიმალური და მინიმალური თბოგაცემაა.

.თუ ხელსაწყოს თბოგაცემა იცვლება სწორი, ჰარმონიული რხევის კანონით, მაშინ სიდიდე

$$\frac{Q_{\text{რ.კს}} - Q_{\text{მინ}}}{2Q_{\text{საბ}}} = A_Q \quad (3.51)$$

წარმოადგენს ხელსაწყოს თბოგაცემის ცვლილების ამპლიტუდას და სათანადოდ

$$M = \frac{A_Q}{Q_{\text{საბ}}}. \quad (3.52)$$

სათავესის პერიოდული გათბობის დროს არათბოტევალი სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის უთანაბრობის კოეფიციენტი შეიძლება მიღებულ იქნეს ანალიზურად. გათბობის $\tau_{\text{გათ}}$ პერიოდში სათბობი ხელსაწყო სათავესს აწოდებს სითბოს მაქსიმალურ რაოდენობას $Q_{\text{რ.კს}}$ -სისტემის გამორთვის დროს კი თბოგაცემა ნულის ტოლია, ე. ი. $Q_{\text{მინ}} = 0$. სითბოს მიწოდების ასეთ რეჟიმს წყვეტილი რეჟიმი ეწოდება. მთელი პერიოდისათვის $T = \tau_{\text{გათ}} + \tau_{\text{გამორთ}}$ ხელსაწყოს საშუალო თბოგაცემა იქნება

$$Q_{\text{საბ}} = \frac{Q_{\text{რ.კს}} \tau_{\text{გათ}}}{\tau_{\text{გათ}} + \tau_{\text{გამორთ}}}. \quad (3.53)$$

ამ დროს თბოგაცემის უთანაბრობის კოეფიციენტი იქნება

$$M = \frac{Q_{\text{რ.კს}} - Q_{\text{მინ}}}{2Q_{\text{საბ}}} = \frac{\tau_{\text{გათ}} + \tau_{\text{გამორთ}}}{2\tau_{\text{გათ}}}. \quad (3.54)$$

თბოტევალი სათბობი ხელსაწყოებისათვის თბოგაცემის უთანაბრობის კოეფიციენტის განსაზღვრა წარმოებს ექსპერიმენტულად.

სათავესის თბომდგრადობის დახასიათება წარმოებს ორი ძირითადი მაჩვენებლის საშუალებით. ესენია $\mu_{\text{სათ}}$ სათავესის სითბოშეთვისება და $P_{\text{სათ}}$ სითბოს შთანქმეა. განვიხილოთ ეს მაჩვენებლები წყვეტილი გათბობის რეჟიმისათვის:

სათაუნის სითბოშეთვისების სიდიდედ მივიღოთ ყველა ზედაპირის სითბოს შეთვისების ჯამი

$$y_{სათ} = \sum y_i F_i, \quad (3.55)$$

სადაც y_i და F_i — შესაბამისად ცალკეული შემომზღული კონსტრუქციების სითბოს შეთვისების კოეფიციენტები და ფართობებია.

სათაუნის სითბოს შთანთქმა ითვალისწინებს ცალკეული შემომზღული კონსტრუქციების და სავენტილაციო ჰაერის მიერ სითბოს შთანთქმის უნარს

$$P_{სათ} = P_{შეშ. კონსტრ} + P_{ვენტ.} \quad (3.56)$$

სრული გაანგარიშების ჩატარების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ აგრეთვე ამ სათაუნში მოთავსებული ავეჯი, დანადგარები, სათაუნის ჰაერის მოცულობა და სხვ.

თუ სათაუნში მოთავსებულ ცალკეული ზედაპირების სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტებს აღვნიშნავთ B_i -ით, ხოლო ფართობს F_i ით, მაშინ ჯამური სითბოს შთანთქმის უნარი იქნება

$$P_{შეშ. კონსტრ} = \sum B_i F_i = \frac{1}{\frac{1}{\sum y_i F_i} + \frac{1}{\sum \alpha_i F_i}} = \frac{1}{\frac{1}{y_{სათ}} + \frac{1}{\Lambda_{სათ}}}, \quad (3.57)$$

სადაც α_i არის სათაუნში ცალკეულ ზედაპირებზე თბოცვლის კოეფიციენტები;

$\Lambda_{სათ}$ — სათაუნში ყველა შემომზღულ კონსტრუქციაზე თბოგაცემის ინტენსივობის მაჩვენებელი;

$$\Lambda_{სათ} = \sum \alpha_i F_i = \bar{\alpha} \sum F_i. \quad (3.58)$$

$\bar{\alpha}$ არის სათაუნში მოთავსებულ ყველა ზედაპირზე თბოცვლის საშუალო კოეფიციენტი.

სითბოს წყვეტილი მიწოდების დროს შემომზღული კონსტრუქციის სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტი ტოლია

$$P_{შეშ. კონსტრ} = \frac{1}{\frac{Q}{y_{სათ}} + \frac{1}{\Lambda_{სათ}}}, \quad (3.59)$$

სადაც Q არის წყვეტილობის კოეფიციენტი. იგი დამოკიდებულია გათბობის სისტემის მაქსიმალური თბოგაცემის პერიოდის $\tau_{გათ}$ და სითბოს მიწოდების მთელი პერიოდის T თანაფარდობაზე

$z_{\text{გათ}}/T$	0	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
ξ	0	0,73	0,84	0,84	0,76	0,63	0,45	0,24	0

სათავსში სავენტილაციო პაერცვლით გამოწვეული სითბოს შთანთქმა ტოლია

$$P_{\text{ვენტი}} = L \epsilon p. \quad (3.60)$$

დავუშვათ, რომ სათავსის პაერის ტემპერატურის ცვლილება შეესაბამება სათავსის ტემპერატურის ცვლილებას და სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტი ტოლია

$$P_{\text{სათ}} = \frac{0,9 \Delta Q}{A_{\text{სათ}}}. \quad (3.61)$$

სათავსის თბომდგრადობის გაანგარიშების მიზანია განისაზღვროს სათავსის ტემპერატურის ვალახრა მისი საშუალო მნიშვნელობიდან. სითბოს მოდინების პარმონიული რხევის დროს

$$A_{\text{სათ}} = \frac{0,9 \Delta Q}{A_{\text{სათ}}} = \frac{0,9 M Q_{\text{სათ}}}{\frac{1}{\gamma_{\text{სათ}}} + \frac{1}{\Lambda_{\text{სათ}}}}. \quad (3.62)$$

წყვეტილი სითბოს მოდინების დროს

$$Q_{\text{შაკ}} = 2 M Q_{\text{სათ}}; \quad (3.63)$$

$$-A_{\text{სათ}} = \frac{0,9 Q_{\text{შაკ}}}{P_{\text{სათ}}} = \frac{1,8 M Q_{\text{სათ}}}{-\frac{\Omega}{\gamma_{\text{სათ}}} + \frac{1}{\Lambda_{\text{სათ}}} + L c_p}. \quad (3.64)$$

(3.64) ფორმულიდან ჩანს, რომ პერიოდული გათბობის დროს სისტემის თბური სიმძლავრე უნდა იყოს გაცილებით მეტი, ვიდრე მუდმივი გათბობის დროს.

გათბობის სისტემის მოქმედების დროს სითბოს მოდინება სათბობი ხელსაწყობიდან მაქსიმალური სითბოს მოდინების ტოლია, ე. ი.

$$Q_{\text{გათ}} = Q_{\text{შაკ}} = Q_{\text{სათ}} + A Q. \quad (3.65)$$

წყვეტილი გათბობის რეჟიმისათვის სისტემის თბური სიმძლავრე უნდა იყოს

$$Q_{\text{გათ}} = 2 M Q_{\text{სათ}}, \quad (3.66)$$

მადაც $Q_{\text{სათ}}$ — დღე-ღამის განმავლობაში სითბოს ის საშუალო ნაკლებობაა (დეფიციტი), რომელიც უნდა დაკომპენსირდეს გათბობის სისტემის მიერ.

1V თავი. გათბობის სისტემის თხური სიმკლავრა

§ 4.1. სათავის თხური ბალანსი

გათბობის სისტემის დანიშნულებაა სათავსში შექმნას ისეთი ტემპერატურული რეჟიმი, რომელიც დააკმაყოფილებს როგორც კომფორტულ პირობებს, ასევე ტექნოლოგიური პროცესის მოთხოვნებს.

სათავსში მყოფი ადამიანი თბოგაცემის დროს არ უნდა განიცდიდეს გადამეტცივებას ან გადამეტხურებას. ადამიანის მიერ გამოყოფილი სითბოს ნაწილი იხარჯება კანიდან და ფილტვებიდან ტენის აორთქლებაზე. ხოლო ნაწილი კი გადაეცემა გარემომცველ გარემოს კონვექციით და გამოსხივებით. კონვექციით თბოგაცემის ინტენსივობა დამოკიდებულია ჰაერის ტემპერატურაზე, გამოსხივებით თბოგაცემის ინტენსივობა კი სათავსში მოთავსებული ზედაპირების ტემპერატურაზე.

სათავსის ტემპერატურა დამოკიდებულია გათბობის სისტემის სიმკლავრეზე, სათავსში სათბობი ხელსაწყოების განლაგებაზე, შემომზღუდი კონსტრუქციის დაცვით თვისებებზე. სათავსში სითბოს გამოყოფის და დაკარგვის ინტენსივობაზე და სხვ. წლის ცივ პერიოდში სათავსი შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან კარგავს სითბოს გარემოში. გარდა ამისა, სითბო იხარჯება აგრეთვე სათავსში ინფილტრაციით შემოჭრილი ჰაერის გათბობაზე, გარედან შემოსული ტრანსპორტის, მასალების, ტანსაცმლის გათბობაზე. სათავსში მიწოდებული სავენტილაციო ჰაერის ტემპერატურა შეიძლება იყოს სათავსის ტემპერატურაზე ნაკლები. ამ დროს მის შესათბობად გარკვეული სითბოს რაოდენობაა საჭირო. ხშირად სათავსში მიმდინარე ტექნოლოგიური პროცესები დაკავშირებულია ტენის აორთქლებასთან, რაც თხოულობს აგრეთვე სითბოს გარკვეულ რაოდენობას.

გარდა ამისა, სათავსში ადგილი აქვს სითბოს გამოყოფას სხვადასხვა ტექნოლოგიური დანადგარებიდან, ცხელი ზედაპირებიდან, განათებიდან, ადამიანებიდან, მზის რადიაციით და სხვა.

სათავსის თხური რეჟიმის შესწავლის დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ სათავსში გამოყოფილი ან სათავსიდან დაკარგული სითბოს

ყველა სახეობა. ამ დროს ვადგენთ ე. წ. სათავსის თბურ ბალანსს. თბური ბალანსის საფუძველზე ვსაზღვრავთ სათავსში სითბოს სიჭარბეს ან მის ნაკლებობას (დეფიციტს).

როდესაც გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა მეტია თბოდანაკარგებზე, სათავსში გვექნება სითბოს სიჭარბე. თუ თბოდანაკარგები ჰარბობს სითბოს გამოყოფას, სათავსში გვექნება სითბოს ნაკლებობა (დეფიციტი). ამ დროს აუცილებელია სათავსის გათბობა. გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{გათ}} = Q_{\text{გამ. კონსტრ.}} + Q_{\text{ვენტ}} + Q_{\text{ტექ}}, \quad (4.1)$$

სადაც $Q_{\text{გამ. კონსტრ.}}$ არის თბოდანაკარგები შემომზღული კონსტრუქციებიდან;

$Q_{\text{ვენტ}}$ — სითბოს ხარჯი სათავსში მოდინებული სავენტილაციო ჰაერის შეთბობაზე;

$Q_{\text{ტექ}}$ — ტექნოლოგიური და საყოფაცხოვრებო თბოგამონაყოფები.

თბური ბალანსის შედგენა წარმოებს მაქსიმალური სითბოს ნაკლებობის დროს. სამოქალაქო შენობებისათვის სითბოს გამოყოფა ადამიანებიდან, განათებიდან და სხვა მხედველობაში არ მიიღება. ამ დროს გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე შემომზღული კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების ტოლია. სამრეწველო შენობებში კი საანგარიშოდ მიიღება ტექნოლოგიური პროცესის ის ციკლი, როდესაც სითბოს გამოყოფა მინიმალურია.

§ 4.2. სათავსის თბოდანაკარგები

შენობის სათავსების ცალკეული შემომზღული კონსტრუქციების მიერ სითბოს კარგვის განსაზღვრა ხდება ფორმულით

$$Q = kF(t_{\text{ვ}} - t_{\text{გ}}) n = \frac{1}{R_{\text{თავ}}} F(t_{\text{ვ}} - t_{\text{გ}}) n, \quad (4.2)$$

სადაც k არის შემომზღული კონსტრუქციის თბოგაცემის კოეფიციენტი;

$R_{\text{თავ}}$ — შემომზღული კონსტრუქციის დაყვანილი თერმული წინაღობა;

$t_{\text{ვ}}$ — სათავსის ჰაერის ტემპერატურა და აიღება მე-8 დანართიდან;

$t_{\text{გ}}$ — გარემოს ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა;

F — შემომზღული კონსტრუქციის ის ფართობი, საიდანაც ხდება სითბოს კარგვა;

„ — შემასწორებელი კოეფიციენტი.

სითბოს კარგვას ვანგარიშობთ გარე შემომზღული კონსტრუქციებიდან (კედლები, ფანჯრები, იატაკი, ქერი) და იმ შიგა შემომზღული კონსტრუქციებიდან, რომლის მომიჯნავე სათავსებს შორის ტემპერატურათა სხვაობა 5°-ზე მეტია.

თბოგადაცემის კოეფიციენტები კედლებისა და გადახურებისათვის აიღება ამ კონსტრუქციების თბოტექნიკური გაანგარიშების საფუძველზე, ფანჯრებისა და კარებებისათვის კი 3.3 ცხრილიდან.

გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად მშენებლობის მოცემული რაიონისათვის აიღება ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა.

მრავალსართულიან შენობებში სხვადასხვა სართულებზე განლაგებული სათავსებიდან თბოდანაკარგების საანგარიშოდ საჭიროა ამ სათავსების დანომვრა. სათავსების დანომვრა მოსახერხებელია წარმოებლეს შემდეგნაირად:

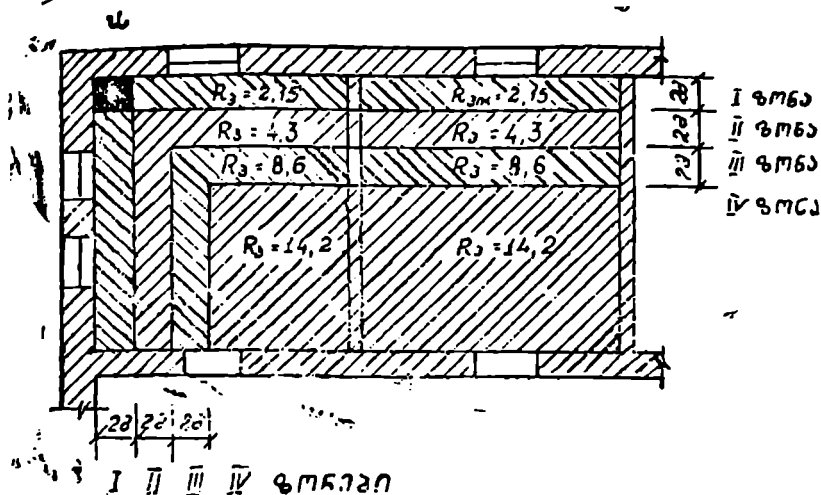
პირველი სართულის სათავსების დანომვრას იწყებენ 101 ნომრიდან, მეორე სართულის სათავსებისას — 201-დან, მესამესი — 301-დან და ა. შ. ყოველ კიბის უჯრედს ნომრავენ რომელი ციფრებით I, II ან ასოებით A, B და ა. შ., რომელიც გაყვება მათ ყოველ სართულზე, რადგანაც კიბის უჯრედიდან თბოდანაკარგები იანგარიშება შენობის მთელ სიმაღლეზე ერთად და არა ცალკეული სართულებისათვის. გაანგარიშების პროცესში მიღებული მონაცემები შეაქვთ სპეციალურ ბლანკში, რომლის ფორმაც მოცემულია ქვემოთ (იხ. ცხრ. 3.5).

§ 4.3. გრუნტზე განლაგებული იატაკის თბოდანაკარგები

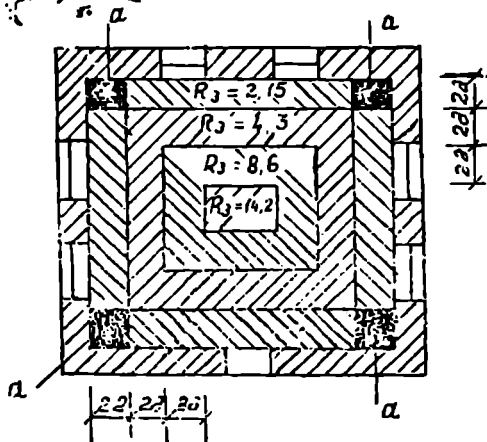
სამრეწველო და ზოგი საზოგადოებრივი შენობის პირველი სართულის ან გასათბობი სარდაფის იატაკი ხშირად დაგებულია უშუალოდ გრუნტზე ან გრუნტზე მოწყობილ წოლანებზე. ასეთი იატაკებიდან სითბოს კარგვის გაანგარიშება დამოკიდებულია ბევრ ისეთ ფაქტორზე, რომელთა აღრიცხვაც წარმოადგენს განსაზოვრულ სიძნელეს.

თბოდანაკარგების განსაზღვრა გრუნტში დამოკიდებულია მის შედგენილობაზე, ტენიანობასა და გარე კედლის ზედაპირიდან დაშორების მანძილზე. გარე კედელთან ახლოს მყოფ გრუნტის ზოლს მეტი თბოდანაკარგები ექნება, ვიდრე შენობის სიღრმეში მყოფ გრუნტის ზედაპირს.

ა)



ბ)



ნახ 41.

გრუნტიდან თბოდანაკარგების გაანაზღვრის სიძნელის გამო უშუალოდ გრუნტზე დაგებული იატაკიდან (ცივი იატაკი) სითბოს დანაკარგების გაანგარიშება წარმოებს მიახლოებითი მეთოდით, გაანგარი-

შებაში პირობითი თერმული წინაღობის სიდიდის შეყვანით ოთხი ზონისათვის.

პირობითი თერმული წინაღობის სიდიდეებად ყოველი ზონისათვის გამოვლინებული დაკვირვებისა და ცდების შედეგად მიიღება:

I ზონისათვის — $R_{\text{ატ}}^I = 2,15 \text{ მ}^2 \text{ გრად/ვტ}$;

II ზონისათვის — $R_{\text{ატ}}^{II} = 4,3$

III ზონისათვის — $R_{\text{ატ}}^{III} = 8,6$

IV ზონისათვის — $R_{\text{ატ}}^{IV} = 14,2$

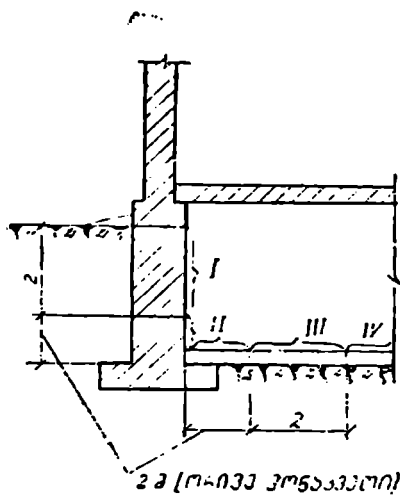
იატაკის ფართობის დაყოფა ზონებად ხდება 4.1 ნახაზის მიხედვით:

I ზონა იქნება იატაკი, დაგებული გარე კედლის გასწვრივ 2 მეტრის სიგანის შენობის სიღრმეში;

II ზონა — შემდეგი 2 მეტრის სიგანის ზოლი (2-დან 4 მეტრამდე);

III ზონა — შემდეგი 2 მეტრის სიგანის ზოლი (4-დან 6 მეტრამდე);

IV ზონა — იატაკის დანარჩენი ფართობი.



ნახ. 4.2

იატაკის ფართობი გარე კედლების გადაკვეთის კუთხეებთან მყოფი და შემავალი I ზონის ზოლში, აიზომება 2-ჯერ, ვინაიდან აქ თბოდანაკარგების სიდიდე დანარჩენ ფართობთან შედარებით მეტი იქნება. თუ იატაკი გრუნტზე დაგებულია მიწის დონის ქვემოთ ნახ. 4.2 (ანუ გარე კედელი ჩაღრმავებულია მიწაში), მაშინ ზონების აზომვას აწარმოებენ მიწის გარე ნიშნულის ჩაღრმავებული გარე კედლის შიგა ზედაპირთან გადაკვეთის ადგილიდან (ე. ი. I ზონაში შევა კედლის შიგა ზედაპირის ის სიმაღლე, რომელიც იქნება მიწის გარე ნიშნულიდან იატაკამდე).

გრუნტზე დაგებული იატაკის (ცივი იატაკი) თბოდანაკარგების განსასაზღვრავად ვიყენებთ ფორმულას

$$Q_{\text{ი.ა.}} = \left(\frac{F_I}{K_{\text{ი.ა.}}^I} + \frac{F_{II}}{K_{\text{ი.ა.}}^{II}} + \frac{F_{III}}{K_{\text{ი.ა.}}^{III}} + \frac{F_{IV}}{K_{\text{ი.ა.}}^{IV}} \right) (t_2 - t_3), \quad (4.3)$$

სადაც F_I, F_{II}, F_{III} და F_{IV} — პირველი, მეორე, მესამე და მეოთხე ზონების ზოლების შესაბამისი ფართობებია, მ²-ობით.

$R_{\text{ი.ა.}}^I, R_{\text{ი.ა.}}^{II}, R_{\text{ი.ა.}}^{III}, R_{\text{ი.ა.}}^{IV}$ ამ ზოლების პირობითი თერმული წინაღობები.

ჩვენ მიერ ზემოთ განხილული იყო უშუალოდ გრუნტზე მოწყობილი იატაკის (ცივი იატაკი) მიერ თბოდანაკარგების განსაზღვრა, მაგრამ ხშირად გრუნტსა და იატაკს შორის ეწყობა თბილი მასალის ზოლი. ასეთი იატაკებისათვის თბოდანაკარგების სიდიდე ნაკლებია, ხოლო თერმული წინაღობა იანგარიშება ფორმულით

$$R_{\text{თ. ი.ა.}} = R_{\text{ი.ა.}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \text{ მ}^2 \text{ გრად/ვტ}, \quad (4.4)$$

სადაც $R_{\text{თ. ი.ა.}}$ არის თბილი იატაკის თერმული წინაღობა.

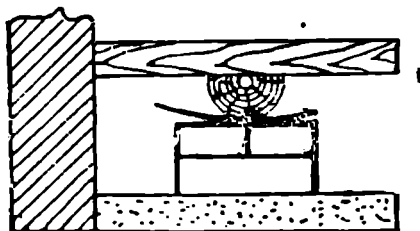
$R_{\text{ი.ა.}}$ — შესაბამისი ზონის პირობითი თერმული წინაღობა
 $\frac{\delta}{\lambda}$ — თბილი მასალის ნაფენის თერმული წინაღობა.

წოლანებზე განლაგებული იატაკის (ნახ. 4.3) თერმული წინაღობა იანგარიშება იმავე განტოლებით (4.4), ოღონდ მასში შეგვყავს შემასწორებელი მამრაველი 0,85.

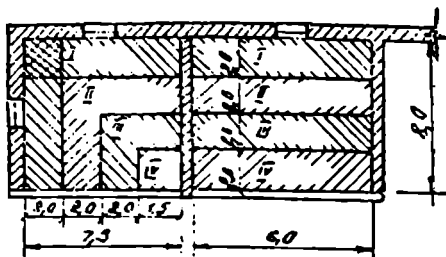
მაგალითი 4.1: განვსაზღვროთ სითბოს კარგვა გრუნტზე დაგებული ცივი იატაკიდან № 1 და 2 ოთახებისათვის (ნახ. 4.4).

საანგარიშო ტემპერატურათა სხვაობა $t_2 - t_3 = 26^\circ$.

ოთახი № 1. I — ზონის იატაკის ფართობი $F_I = 2 \cdot 7,5 + 2 \cdot 8 = 31 \text{ მ}^2$ (გარე კუთხესთან დაგებული იატაკის ფართობი აიღება 2-ჯერ);



ნახ. 4.3.



ნახ. 4.4.

- II ზონის იატაკის ფართობი $F'_{II} = 2.5.5 + 2.4 = 19\text{მ}^2$;
 III — — — — — $F'_{III} = 2.3.5 + 2.2 = 11\text{მ}^2$
 IV — — — — — $F'_{IV} = 2 \cdot 1.5 = 3\text{მ}^2$

მიღებულ სიდიდეებსა და მათ შესაბამის თერმულ წინაღობებს
 თუ ჩავსვამთ (4.3) ფორმულაში, მივიღებთ

$$Q_{იაბ} = \left(\frac{31}{2,15} + \frac{19}{4,3} + \frac{11}{8,6} + \frac{3}{14,2} \right) 26 = 523 \text{ ვტ.}$$

ოთახი № 2. იატაკის ზონების ფართობები:

$$F_I = 2 \cdot 6 = 12 \text{ მ}^2; \quad F_{II} = 12 \text{ მ}^2; \quad F_{III} = 12 \text{ მ}^2; \quad F_{IV} = 12 \text{ მ}^2.$$

იატაკიდან თბოდანაქარგი იქნება

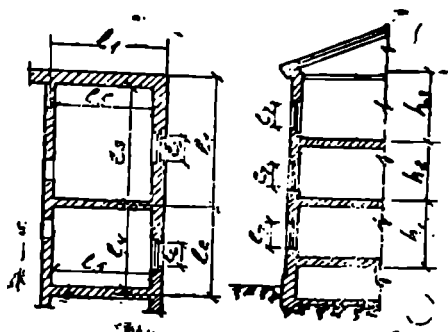
$$Q_{იაბ} = \left(\frac{12}{2,15} + \frac{12}{4,3} + \frac{12}{8,6} + \frac{12}{14,2} \right) \cdot 26 = 265 \text{ ვტ.}$$

§ 4.4. შენობის კონსტრუქციის უარყოფითი აზროვნა

შენობის ყველა გასათბობი სათაესის სითბოს კარგვის ჯამი, გამოთვლილი გარე შემომზღული კონსტრუქციების თბოტექნიკური მახასიათებლებისა და სათაესების დანიშნულების მხედველობაში მიღებით, წარმოადგენს შენობის მიერ სითბოს მთლიან კარგვას. შენობის სათაესების ცალკეული შემომზღული კონსტრუქციების მიერ სითბოს კარგვის განსაზღვრა ხდება (4.2) ფორმულით. ამ ფორმულით გამოთვლილ თბოდანაქარგებს ეწოდება ძირითადი ან ნორმალური თბოდანაქარგები.

(4.2) ფორმულაში შემავალი რიცხობრივი მნიშვნელობების შერჩევისას უნდა ვიხელობოდნენ მათი ნორმატიული მნიშვნელობების

ბით, რომლებიც ჩვენ მიერ განხილული იყო. მაგრამ ამ ფორმულაში შედის კიდევ ერთი წევრი F — შემომზღუდი კონსტრუქციის ფართობი, რომლის აზომვაც ხდება შემდეგნაირად (ნახ. 4,5):



ნახ. 4.5.

1. ფანჯრები, ზემო სარკმელები, შუქფარნები და კარებები აიზომება სამშენებლო ღიობის უმცირესი ზომით (l_6, l_7);

2. გარე კედლების ზედაპირები აიზომება სიგრძესა და სიმაღლეზე. კუთხის ოთახების გარე კედლების სიგრძე აიღება კუთხის გარე წიბოდან შიგა კედლის ღერძამდე (l_1). შუა ოთახების გარე კედლებისათვის კი — შიგა კედლების ღერძებს შორის (l_2).

კედლის სიმაღლე შენობის პირველი სართულისათვის აიღება სარდაფის ან იატაკქვეშეთის გადახურვის ქვედა ზედაპირიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე. თუ პირველი სართულის იატაკი უშუალოდ გრუნტზეა დაგებული, კედლის სიმაღლე აიღება პირველი სართულის სუფთა იატაკის დონიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე, თუ პირველი სართულის იატაკი მოწყობილია წოლანებზე. მაშინ კედლის სიმაღლე აიღება იატაკის ქვეშ მოწყობილი მომზადების შრის ზემო დონიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე.

შენობის შუა სართულის სათავსებისათვის კედლის სიმაღლე აიღება სუფთა იატაკიდან მის ზემოთ მდებარე სათავსის სუფთა იატაკამდე (h_3). შენობის ზემო სართულის სათავსებისათვის კედლის სიმაღლე აიღება სუფთა იატაკიდან სასხვენო გადახურვის საიზოლაციო ნაყარის ზემო დონემდე (h):

3) ჭერისა და იატაკის ზედაპირები აიზომება სიგრძესა და სიგანეში. სიგანე აიღება გარე კედლის შიგა ზედაპირიდან მისი მოპირდაპირე შიგა კედლის ღერძამდე (l_3), სიგრძე კი აიღება ორი მოპირდაპირე კედლის ღერძებს შორის (l_4). კუთხის ოთახებში როგორც სიგანე, ისე სიგრძე აიღება გარე კედლის შიგა ზედაპირიდან მოპირდაპირე შიგა კედლის ღერძამდე (l_5 და l_6).

ამრიგად, ჩვენ გვაქვს ყველა საწყისი მონაცემი, რათა განვსაზღვროთ შემომზღველი კონსტრუქციების მიერ სითბოს კარგვა (4.2) განტოლებით.

§ 4.5. დანამატები ნორმალურ თბოღანაკარგებზე

(4.2) განტოლებიდან ჩანს, რომ მასში არ არის გათვალისწინებული ზოგიერთი დამატებითი ფაქტორი, რომლებიც არსებით გავლენას ახდენენ სათავსის თბოღანაკარგების სიდიდეზე. ამ ფაქტორებიდან აღსანიშნავია: ა) შენობის ორიენტაცია მხარეების მიმართ; ბ) ცალკეული სათავსების სიმაღლეები; გ) გარეთა კარებიდან სათავსში ცივი ჰაერის შეჭრა; დ) ცივი ჰაერის შეეწონვა სამშენებლო ღრიკოებიდან.

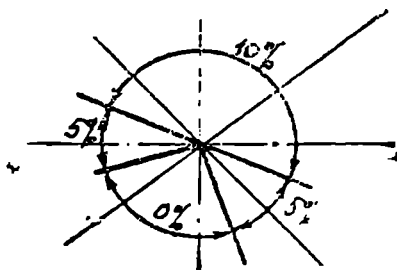
შენობის ორიენტაციაზე დანამატები კეთდება კედლების, ფანჯრების, კარების და დახრილი უსხვეწო გადახურვების თბოღანაკარგებზე. დანამატების სიდიდეები (ნახ. 4.6) აიღება 10%, როდესაც ორიენტაცია არის ჩრდილოეთი, ჩრდილო-აღმოსავლეთი, ჩრდილო-დასავლეთი და აღმოსავლეთი. დასავლეთზე და სამხრეთ-აღმოსავლეთზე დანამატი აიღება 5%, სამხრეთზე და სამხრეთ-დასავლეთზე დანამატი არ კეთდება.

სამოქალაქო დანიშნულების შენობების იმ სათავსებში, რომელთა სიმაღლეც აღემატება 4 მეტრს, ითვალისწინებენ დანამატებს ამ სათავსის თბოღანაკარგის 2% სიმაღლის ყოველ ერთ მეტრზე, 4 მეტრის ზემოთ (მაგრამ არა უმეტეს 15% სულ).

აქ დანამატი კეთდება იმიტომ, რომ, როგორც ვიცით, თბილი ჰაერი, როგორც უფრო მსუბუქი, იკავებს ზემოთა ნაწილს და ამ ნაწილში ჰაერის ტემპერატურა მეტია, ვიდრე ჰაერის ტემპერატურა μ მუ

შა ზონის დონეზე (1,5—2 მ). ამის შედეგად თბოღანაკარგები ზემოთა ზონის კედლების ზედაპირებიდან, ფანჯრებიდან და გადახურვებიდან მეტია, ვიდრე ქვედა ზონიდან.

კიბის უჯრედების თბოღანაკარგების გაანგარიშებისას ეს დანამატები სიმაღლეზე არ კეთდება.



ნახ. 4.6.

სამრეწველო საწარმოების სათავსებისათვის, სადაც ტემპერატურა ჰერს ქვემოთ და სამუშაო ზონაში შეიძლება ერთიმეორისაგან დიდად განსხვავდებოდეს, ზემოთ აღებული დამანატები სიმალღზე არ იქნება საკმარისი. ამ სათავსების კედლებისა და ფანჯრების თბოდანაკარგების განსაზღვრისას შიგან ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად უნდა ავიღოთ სამუშაო ზონასა და სათავსის ჰერს ქვემოთ არსებული ჰაერის ტემპერატურათა ჯამის ნახევარი

$$t_3 = \frac{t_2 + t_{\text{კარ}}}{2} \quad (4.5)$$

ჰერს ქვემოთ არსებული ჰაერის ტემპერატურის განსასაზღვრავად სარგებლობენ ემპირიული ფორმულით

$$t_{\text{ჰერ}} = t_3 + (0.5 \div 0.7) (h - 2), \quad (4.6)$$

სადაც h არის სათავსის სიმალღე.

გადახურვიდან თბოდანაკარგების განსაზღვრისას შიგა ჰაერის ტემპერატურა უნდა ავიღოთ ჰერს ქვემოთა ჰაერის ტემპერატურის ტოლი.

გარე კარებების გაღებისას სათავსში შეჭრილი ჰაერის გასათბობად იღებენ დანამატს, გამომდინარე შენობის სართულების „რიცხვიდან“;

როდესაც სამმაგი კარებია, მათ შორის ორი ტამბურით — 60%;

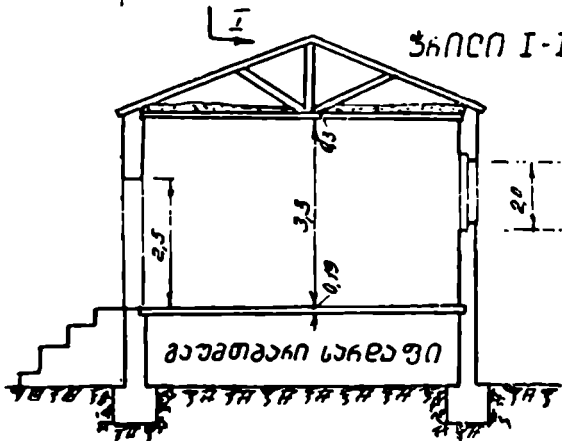
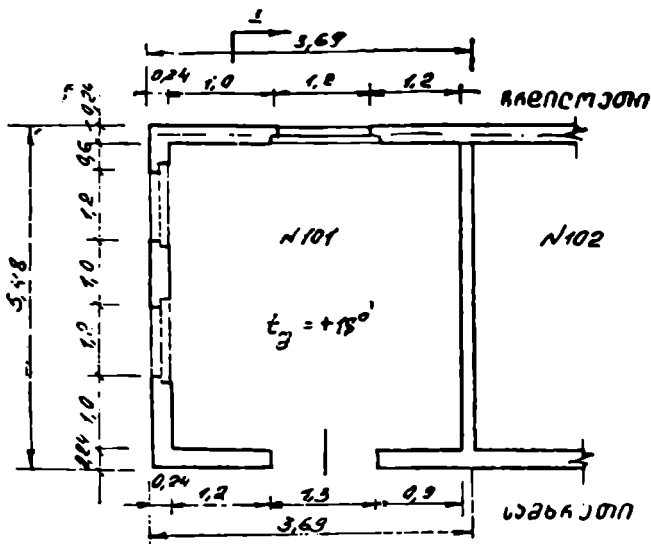
როდესაც ორმაგი კარებია, მათ შორის ტამბურით — 80%;

როდესაც ერთმაგი კარებია — 65%;

ეს დანამატები კეთდება მხოლოდ იმ კარებებისათვის, რომლებიც არ არიან აღჭურვილნი საჰაერო ან საჰაერო-თბური ფარდებით.

დანამატები დამატებით და საზაფხულო კარებებზე არ გაითვალისწინება.

გარე ჰაერი სათავსში შეიძლება შევიდეს აგრეთვე სამშენებლო ჭუჭრუტანებიდან. დაკვირვებამ გვიჩვენა, რომ გარე ჰაერის სათავსში შესვლის ინტენსივობა უმთავრესად დამოკიდებულია ჰაერის მოძრაობის სიჩქარეზე. საზოგადოებრივ შენობებში და სამრეწველო შენობების დამხმარე სათავსებში, რომელთაც გააჩნიათ ორი ან მეტი გარე კედელი, დანამატები აიღება ნორმალური თბოდანაკარგების 5%-ის



ნახ. 4.7.

ოღენობით კედლებზე, ფანჯრებზე და კარებებზე. საცხოვრებელ და მის მსგავს შენობებში ეს დანამატები არ კეთდება. ამ შენობების კუთხის სათავსების შიგა ჰაერის ტემპერატურა აიღება 2° -ით მეტი ნორმებით გათვალისწინებულ სიდიდეზე.

დანამატები მრავალსართულიანი შენობების სათავსებში ინფიტრაციით შემოჭრილი ჰაერის შესათბობად აიღება სნ და წ-ის მიხედვით.

მაგალითი 4.2. განვსაზღვროთ თბოდანაკარგები პირველ სართულზე განლაგებული № 101 საცხოვრებელი ოთახისათვის (ნახ. 4.7). შენობა შენდება ქ. თბილისში. გარე კედლები ამოყვანილია ტუფით, შიგნითა შელესვა კეთდება კირქვიშოვანი ხსნარით. კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტია $k_{კედ} = 1,1$ ვტ/მ² გრად გადახურვა სასხვენოა, რომლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი ტოლია $k_{გადა} = 0,95$ ვტ/მ² გრად; იატაკი დაგებულია გაუმთბარ სარდაფზე. რომლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი $k_{იაკ} = 0,84$ ვტ/მ² გრად.

ვირჩევთ ერთმაგ ფანჯრებს ხის ალათებით, რომლის თბოგადაცემის კოეფიციენტიც (ცხრ. 3.5) ტოლია

$$k_{ფანჯ} = \frac{1}{0,17} = 5,8 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრად.}$$

გარეთ გამავალი ხის ერთმაგი კარებისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი $k_{კარ} = 4,6$ ვტ/მ² გრად (ცხრილი 3.4).

თბოდანაკარგებს ცალკეული შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან ვსაზღვრავთ (4.2) ფორმულით. ანგარიშის შედეგები შეტანილი გვაქვს ცხრილში (იხ. ცხრილი 4.1).

განხილულ მაგალითში იატაკისათვის ტემპერატურათა სხვაობა ($t_{გ} - t_{გ}$) გადამრავლებულია მამრავლზე 0,4, რადგანაც იატაკი დაგებულია გაუმთბარი სარდაფის ზემოთ (ცხრ. 3.3). კერისათვის ტემპერატურათა სხვაობა გამრავლებულია 0,9 მამრავლზე, რადგანაც გადახურვა გვაქვს სასხვენო.

მე-10 სვეტში ნაჩვენებია აღებული კონსტრუქციის თბოდანაკარგები, რაც გამოითვლება მე-6, 8 და 9 სვეტების მონაცემების ერთმანეთზე გადამრავლებით. მე-10 სვეტში მოცემულ თბოდანაკარგებს ეწოდება ნორმალური თბოდანაკარგები. მათ ემატება 11, 12 სვეტებში მოცემული, ე. წ. დანამატები და საბოლოოდ მე-14 სვეტში იწერება საერთო თბოდანაკარგები.

ცალკეული სათავსების თბოდანაკარგების შეკრებით მიიღება შენობის მთლიანი თბოდანაკარგი.

1	2	3	4	5	6	7
ოთახების კმ.მ.	სათავების დასახელება	შეიკრები	შემომზადებული კონსტრუქციის დასახელება	შემომზადებული კონსტრუქციის რაოდენობა და ზედაპირების ზომები, მ ²	ფართობი F, მ ²	სათავის შიგნით ჰაერის ტემპი, °C
101	საცხოვრებელი ოთახი (კუთხის)	ჩრდ. ჩრდ. დას. ხამხ. სამხ.	გ. კ. ე. ფ. გ. კ. ე. ფ. გ. კ. ე. კარ. იატაკი ქერი	369×379 1,2·2,0 5,48·3,79 2(1,2·2,0) 3,69·3,79 1,3·2,5 3,45·5,0 3,45·5,0	14 2,4 208 48 14 3,25 17,25 17,25	20

პირობითი აღნიშვნები:

გ. კ. — გარე კედელი, ე. ფ. — ერთმაგი ფანჯარა, ე. კარ. — ერთმაგი კარი.

შენიშვნა: ორმაგი კარებისა და ფანჯრის პირობითი აღნიშვნები იქნება — ო. კარ. და ო.ფ.

§ 4.6. თბოღანაქარგები სათავსო ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის შეთავსება

სათავსო და გარემო ჰაერს შორის წნევათა სხვაობა იწვევს ჰაერის ინფილტრაციას სათავსოში. ინფილტრაციით სათავსოში შემოჭრილი ჰაერის რაოდენობა მით მეტია, რაც უფრო დიდია ქარის მოძრაობის სიჩქარე. ამიტომ შენობის თბური სიმძლავრის დადგენის დროს საჭიროა გათვალისწინებულ იქნეს სითბოს ხარჯი ინფილტრაციით შემოსულ ჰაერის გათბობაზე. ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის გასათბობად საჭირო სითბოს ხარჯი აღწევს მნიშვნელოვან სიდიდეს როგორც სამრეწველო, ასევე საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი (განსაკუთრებით მალღივი) შენობებისათვის. გარდა ქარის მოძრაობის

ჩასაწერი ბლანკი

შვან და პარე პაერის ტემპერატურათა სხვაობა, $t_p - t_c$	თბოგადაცემის კოეფიციენტი, k ვტ/მ ² გრ	ნორმალური თბოდანსაჯარგები $Q = kF(t_p - t_c)$ ვტ	დანიშნულები ნორმალურ თბოდანსაჯარგებზე			თბოდანსაჯარგები Q ვტ
			შხარებზე	სხვადასხვა	დანიშნულების კაპი ვტ	
28	1.1	431	10	—	43	474
•	4.7	316	10	—	32	348
•	1.1	641	5	—	32	673
•	4.7	632	5	—	—	664
•	1.1	431	—	—	—	431
•	3.5	319	—	—	—	319
28 · 0.4	0.96	186	—	—	—	186
28 · 0.9	0.84	365	—	—	—	365

$\Sigma Q = 3480$ ვტ

სიჩქარისა, ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა დამოკიდებულია აგრეთვე ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: შენობის კონსტრუქციულ-მოცულობითი გადაწყვეტა; შეშინვის სახეობა, სამშენებლო ღრეჩოების და პირაპირების სიგრძე და სხვ. ჰაერის ფილტრაცია მიმდინარეობს ყველა ჰაერშედნვეად ელემენტებში, (ღრეჩოები, პირაპირები, სავენტილაციო შახტები), ჰაერის გადადინება წარმოებს ერთი სათავსიდან მეორეში ან ერთი სარაულიდან მეორეზე. შენობაში ჰაერ-ცვლის საერთო პროცესს სათავსებს შორის, რომელიც მიმდინარეობს ბუნებრივი და იძულებითი ძალების ზემოქმედების შედეგად, ეწოდება შენობის საჰაერო რეჟიმი. ინფილტრაციით სათავსში შემოჭრილი ჰაერის რაოდენობის დასადგენად საჭიროა განხილულ იქნეს გარკვეული პირობების სისტემა, რომელიც აღწერს განსახილველი შენობის საჰაერო რეჟიმს. ეს საკითხი დაწვრილებით განხილვება „ვენტილაციის“ კურსში. აქ კი განვიხილავთ ინფილტრაციაზე სითბოს ხარჯის განსაზღვრის მეთოდს, რომელიც რეკომენდებულია სნ და წ-

ით. სათავსში ინფილტრაციით შემოჭრილი ჰაერის გასათბობად საჭირო სითბოს ხარჯი გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{ინფ}} = c(A_0 G_0 F_0 + 0,6 \Sigma GF)(t_3 - t_2), \quad (4.7)$$

სადაც A_0 არის შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელაც ითვალისწინებს ფანჯრის და აივნის კარებების მინათო შორის სიერცეში ჰაერის შეთბობას. ერთმაგ და ორმაგ შეწყვილებულ-ალათებიანი ფანჯრებისა და კარებებისათვის $A_0 = 1$, ხოლო ორმაგი შემინვისათვის განცალკევებული ალათებით — $A_0 = 0,8$.

G_0 — ფანჯრებიდან და კარებიდან ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა (მასა), კგ/მ³სთ;

G — კედლებიდან, გადახურვიდან და სხვა კონსტრუქციებიდან შემოჭრილი ჰაერის რაოდენობა კგ/მ³სთ;

F_0 და F — შესაბამისად ფანჯრებისა და კარებების და სხვა შემომზლული კონსტრუქციების ფართობები, მ²;

c — ჰაერის თბოტევადობა, $c = 1005$ ჯ/კგ °K.

შემინული ზედაპირებიდან (ფანჯრები, აივნის კარებები, ფარნები) ინფილტრაციით სათავსში შემოსული ჰაერის რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით

$$G_0 = \frac{(\Delta P)^{\frac{2}{3}}}{R_{1,2}}, \quad (4.8)$$

ხოლო სხვა კონსტრუქციებიდან (კედლები, გადახურვა, პირაპირები და ა. შ.)

$$G = \frac{\Delta P}{R_{1,2}}, \quad (4.9)$$

სადაც ΔP არის შემომზლული კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებს შორის წნევათა სხვაობა, პა;

$R_{1,2}$ — შემომზლული კონსტრუქციის ჰაერშელწვეადობის წინალობა;

მ¹ სთ პა²/კგ — შემინული ზედაპირებისათვის;

მ² სთ პა/კგ — სხვა შემომზლული კონსტრუქციებისათვის.

შემომზლული კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებს შორის წნევათა სხვაობა გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P = (H - h)g(f_2 - f_1) + 0,5 \rho_2 v^2 (k_1 - k_2) \beta_2 - (P_0 - P_2), \quad (4.10)$$

სადაც H არის შენობის სიმაღლე და აიღება დედამიწის ზედაპირიდან შენობის კარნიზის ან საევენტილაციო შახტის ზედა სიბრტყემდე, მ-ობით.

h — მანძილი დედამიწის ზედაპირიდან განსახილველი ელემენტის (ფანჯარა, კარები, კედელი) ღერძამდე, მ-ობით;

ρ_g და ρ_a — შესაბამისად გარე და შიგა ჰაერის სიმკვრივეები;

g — სიმძიმის ძალის აჩქარება, იგი ტოლია $9,8$ მ/წმ²;

u — ქარის მოძრაობის სიჩქარე მ/წმ-ობით და აიღება მშენებლობის რაიონის მიხედვით.

k_1 და k_2 — აეროდინამიკური კოეფიციენტები და მათი მნიშვნელობები აიღება სნ და წ-დან „დატვირთვები და ზემოქმედებები“.

მიახლოებითი გაანგარიშების დროს შეგვიძლია მივიღოთ აეროდინამიკური კოეფიციენტების შემდეგი მნიშვნელობები: შენობის ქარპირა მხარეს $k_1 = 0,8$, ხოლო ქარისაგან დაცულ მხარეს $k_2 = -0,6$.

β , არის შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დინამიკური წნევის (ანუ ქარის სიჩქარის) ცვლილებას შენობის სიმაღლის, ადგილმდებარეობის მიხედვით. მისი მნიშვნელობები აიღება სნ და წ-დან „დატვირთვები და ზემოქმედებები“.

P_0 — სათავესში ჰაერის წნევა, პა, რომელიც განისაზღვრება საჰაერო ბალანსის დაცვის გათვალისწინებით.

P_3 — სათავესში ვენტილაციის მოქმედებით გამოწვეული ჰარბი წნევა, პა.

ადმინისტრაციული შენობებისათვის, სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტების კორპუსებისათვის და მათი მსგავსი შენობებისათვის დამახასიათებელია დაბალანსირებული მომდენ-გამწოვი ვენტილაცია ან ვენტილაციის სრული გამორთვა არასამუშაო საათებში. ამ დროს $P_3 = 0$. ასეთ შენობებში სათავესის შიგნით წნევის მიახლოებითი მნიშვნელობა გამოითვლება ფორმულით

$$P_0 \cong 0,5 H g (\rho_g - \rho_a) + 0,25 \rho_g v_g^2 (k_1 - k_2) \beta. \quad (4.11)$$

სამრეწველო შენობებში ინფილტრაციით შემოჭრილი ჰაერის გასათბობად საპირო სითბოს ხარჯი შეიძლება ავიღოთ ძირითადი თბოდანაკარგების 30%-ის ტოლი, თუ (4.7)—(4.11) ფორმულებში შემავალი ყველა სიდიდე არაა ცნობილი.

თუ საცხოვრებელ სახლებში ჰაერის ინფლტრაცია მიმდინარეობს პუნებრივი გაწოვის ხარჯზე, სათავსში თბილი ჰაერის მიწოდების გარეშე. საჭიროა სითბოს ხარჯი ინფლტრაციაზე დამატებით განისაზღვროს შემდეგი ფორმულით

$$q = (t_a - t_{\theta A}) F_{\text{ინფ}}, \quad (4.12)$$

სადაც $t_{\theta A}$ — გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურაა A — პარამეტრების მიხედვით. საბოლოოდ საანგარიშოდ მიღებულ უნდა იქნეს (4.7) და (4.12) ფორმულებით გამოთვლილი სიდიდეებიდან მაქსიმალური.

მაგალითი 4.3. განვსაზღვროთ სითბოს ხარჯი ინფლტრაციაზე 8-სართულიანი ადმინისტრაციული შენობის I სართულის სათავსისათვის, რომელიც მდებარეობს ქ. გორში. სათავსი განლაგებულია შენობის ქარპირა მხარეს. ფანჯრის კონსტრუქცია ერთმაგია მისი ჰაერ-შელწვეადობის წინალობა ტოლია $R_{\text{ინფ}} = 1,19 \text{ მ}^2 \text{ სთ პა } 2/3/\text{კვ}$ (დანართი 7). შემინული ზედაპირების ფართობია $8,5 \text{ მ}^2$. კედლები შესრულებულია 280 მმ სისქის კერამზიტობეტონის პანელებისაგან. ასეთი სისქის პანელის ჰაერ-შელწვეადობის წინალობა ტოლია $R_{\text{ინფ}} = 196 \text{ მ}^2 \text{ სთ. პა/კვ.}$ სათავსის გარე კედლების ფართობი შეადგენს $F_{\theta} = 16,6 \text{ მ}^2$. პანელის შეერთების ადგილების (პირაპირების) საერთო სიგრძეა $l = 56 \text{ მ}$, ხოლო ჰაერ-შელწვეადობის წინალობა კი $R_{\text{ინფ}} = 42 \text{ მ. სთ. პა/კვ.}$, სათავსის სიმაღლეა $2,7 \text{ მ}$.

კლიმატური მონაცემები შემდეგია:

$$t_{\theta} = -12^{\circ}; \quad \rho_{\theta} = 1,35 \text{ კვ/მ}^3; \quad r_{\theta} = 4,5 \text{ მ/წმ};$$

$$t_a = 18^{\circ}; \quad \rho_a = 1,21 \text{ კვ/მ}^3.$$

სა და ∇ -ის „დატერითები და ზემოქმედებები“ თანახმად $\beta_{\theta} = 0,4$ ქარის მიმართულებას ვიღებთ მართობულს კედლის მიმართ. აეროდინამიკური კოეფიციენტების მნიშვნელობები ტოლია: $k_1 = 0,8$; $k_2 = -0,6$.

(4.11) ფორმულის საშუალებით ვსაზღვრავთ ჰაერის წნევას სათავსში

$$P_{\theta} = 0,5 \cdot 2,7 \cdot 8 \cdot 9,8 (1,35 - 1,21) + 0,25 \cdot 1,35 \cdot 4,5^2 (0,8 + 0,6) \cdot 0,4 = \\ = 18,63 \text{ პა}$$

შიგა და გარე ჰაერის შორის წნევათა სხვაობა (4.10) ფორმულის თანახმად იქნება

$$\Delta P = (2,7 \cdot 8 - 1,35) \cdot 9,8 (1,35 - 1,21) + 0,5 \cdot 1,35 \cdot 4,5^3 (0,8 + 0,6) \cdot 0,4 - (18,63 - 0) = 18,63 \text{ პა.}$$

(4.8)—(4.9) ფორმულების თანახმად ვსაზღვრავთ ფანჯრისა და კედლის მასივის 1 მ² ზედაპირიდან ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობას

$$G_{\text{ფანჯ.}} = \frac{18,63^{\frac{2}{3}}}{1,19} = 5,95 \text{ კგ/მ}^2 \text{ სთ.};$$

$$G_{\text{კედ.}} = \frac{18,63}{196} = 0,095 \text{ კგ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

პანელთა შორის პირაპირების 1 გრძივი მეტრიდან ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა იქნება

$$G_{\text{პირ.}} = \frac{18,63}{42} = 0,44 \text{ კგ/მ სთ.}$$

სითბოს ხარჯი ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის გათბობაზე (4.7) ფორმულის თანახმად იქნება

$$Q_{\text{ინფ.}} = 1005 (1 \cdot 5,9 \cdot 8,5 + 0,6 \cdot 0,095 - 16,6 + 0,6 \cdot 0,44 \cdot 56) \times \\ \times (18 + 12) / 3600 = (50853 + 950,9 + 14857,9) (18 + 12) / 3600 = \\ = 556 \text{ ვტ.}$$

როგორც გაანგარიშებამ გვიჩვენა, მთლიანი სითბოს 76% იხარჯება ფანჯრებიდან ინფილტრირებული ჰაერის შეთბობაზე, 22% — პირაპირებიდან ინფილტრირებული ჰაერის შეთბობაზე, ხოლო სითბოს უმნიშვნელო რაოდენობა (2%) იხარჯება კედლის მასივიდან ინფილტრირებული ჰაერის შეთბობაზე.

§ 4.7. სითბოს ხარჯი ცივი მასალის შეთბობაზე და სითბოს გამოყოფა სათავსო

შემომზღული კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების და ინფილტრაციაზე სითბოს ხარჯის ვარდა სათავსოში შესაძლებელია გეჰონდეს სითბოს მოდინების ან მისი ხარჯვის სხვა წყაროებიც.

ასე, მაგალითად, სამრეწველო შენობებში სითბოს გამოყოფის წყაროებს წარმოადგენენ ტექნოლოგიური დანადგარები, ცხელი ზედაპირები, განათება, მზის რადიაცია, სათავსოში მომუშავე ადამიანები

და სხვა, ხოლო სითბო შეიძლება იხარჯებოდეს სითხის ასაორთქლებლად სველ საამქროებში, სათავსში გარედან შემოსული ცივი ტრანსპორტის ან მასალების შეთბობაზე და სხვ. სამრეწველო შენობის თბური ბალანსის ზემოჩამოთვლილი შემდგენები განიხილება „ვენტილაციაში“, რადგანაც სავენტილაციო სისტემების მეშვეობით ხდება სათავსში ჭარბი სითბოს ასიმილაცია ან, პირიქით, სითბოს ნაკლებობის კომპენსაცია. ხშირად ვენტილაციის ეს სისტემები შეთავსებულია შენობის ჰაერით გათბობასთან.

ანალოგიურად სამრეწველო შენობებისა, სითბოს მოდინებას ან მის ხარჯს ადგილი აქვს საცხოვრებელ, ადმინისტრაციულ და საზოგადოებრივ შენობებშიც. ასეთი ტიპის შენობებში სითბოს გამოყოფის წყაროებს შეადგენენ ადამიანები, განათება და ელექტრომოწყობილობა. სითბო კი შეიძლება იხარჯებოდეს მასალების, ტანსაცმლის და სხვ. შეთბობაზე. თბური ბალანსის ეს შემდგენები განიხილება სითბოს ნაკლებობის (დეფიციტის) დასადგენად. სითბოს ამ ნაკლებობის (დეფიციტის) კომპენსაცია, როგორც წესი, წარმოებს გათბობის სისტემის მიერ (თუ გათბობა არ არის მორიგე და სათავსში არ არსებობს სხვა სისტემები).

გათბობის სისტემები გაანგარიშების დროს თბურ ბალანსში განიხილება ადამიანის მიერ გამოყოფილი აშკარა (კონვექცია და გამოსხივება) სითბო, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{ად}^{+ბ} = \beta_1 \beta_2 (2,51 + 10,36\sqrt{v_{სათ}}) (35 - t_{სათ}) \text{ ვტ.} \quad (4.13)$$

სადაც β_1 არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ადამიანის მიერ შესრულებული სამუშაოს სახეობას. მსუბუქი სამუშაოს შესრულების დროს $\beta_1 = 1$, საშუალო სიმძიფ მის სამუშაოსათვის $\beta_1 = 1,07$, ხოლო მძიმე სამუშაოსათვის $\beta = 1,15$;

β_2 — კოეფიციენტი ითვალისწინებს ტანსაცმლის თბური დაცვის თვისებებს და იგი ტოლია: მსუბუქი ტანსაცმლისათვის $\beta_2 = 1$, ჩვეულებრივი ტანსაცმლისათვის $\beta_2 = 0,66$, დათბუნებული ტანსაცმლისათვის $\beta_2 = 0,5$;

$v_{სათ}$ — სათავსში ჰაერის საერთო მოძრაობის სიჩქარეა და მისი მნიშვნელობა საცხოვრებელ და ადმინისტრაციულ შენობებში აიღება $0,1 \div 0,15$ მ/წმ.

$t_{სათ}$ — სათავსის ტემპერატურა.

ადამიანებიდან გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის გაანგარიშების დროს შეგვიძლია ვისარგებლოთ აგრეთვე ცხრილებით ან გრაფიკებით, რომლებიც შედგენილია (4.13) ფორმულის საფუძველზე, შესრულებული სამუშაოს სახეობისა და სათავის სხვადასხვა ტემპერატურებისათვის. ეს ცხრილები და გრაფიკები მოცემულია საცნობარო ლიტერატურაში.

ელექტროგანათებიდან ან მომუშავე ელექტრომოწყობილობებიდან გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით

$$Q = Nk \text{ ვტ,} \quad (4.14)$$

სადაც N არის სიმძლავრე, ვტ;

k — შემასწორებელი კოეფიციენტი, იგი ითვალისწინებს ისეთ ფაქტორებს, როგორცაა: ფაქტიურად დახარჯული სიმძლავრე, ელექტრომოწყობილობების მუშაობის ერთდროულობა და ელექტრული ენერგიიდან სითბურში გადასვლის დროს სათავსში გამოყოფილი სითბოს წილი.

ეს კოეფიციენტი იცვლება დიდ ზღვრებში (0,15-0,95) და დამოკიდებულია დროსა და ტექნოლოგიურ პროცესზე. გათბობისათვის თბური ბალანსის შედგენის დროს მხედველობაში მიიღება ამ კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა.

სათავსში ცხელი მასალებიდან ან ნაკეთობებიდან გამოყოფილი სითბო ან სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც იხარჯება სათავსში გარედან შემოტანილი ცივი მასალების ან ნაკეთობების შესატბობად, გამოითვლება ფორმულით

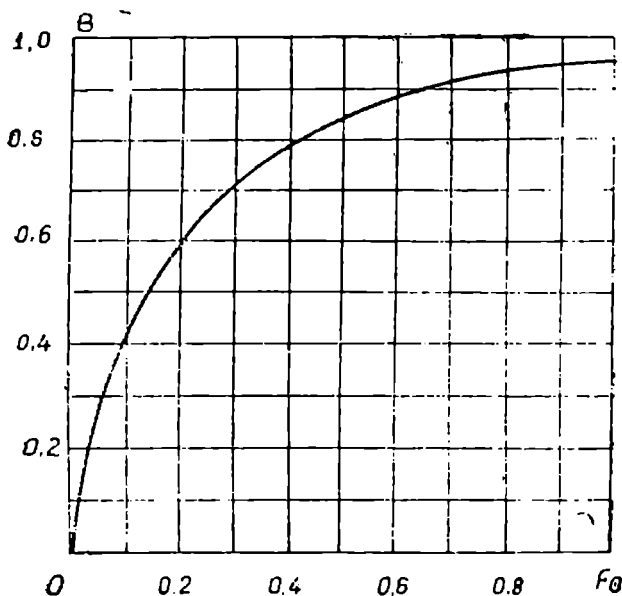
$$Q = \epsilon G (t_1 - t_2) \nu, \quad (4.15)$$

სადაც ϵ არის მასალის თბოტევადობა კჯ/კგ. გრად;

G — მასალის მასა, კგ.

t_1 და t_2 — საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები, გრად.

ν არის ჰარბი სითბოს ის წილი, რომელსაც შეიცავს სხეული და რომელიც იკარგება სხეულის გათბობის ან გაცივების დაწყებიდან β_1 დროის განმავლობაში. ამ კოეფიციენტის მნიშვნელობა დამოკიდებულია სხეულის ზომებზე, ფორმაზე და მის თბოფიზიკურ მაჩვენებლებზე. მიახლოებითი გამოთვლების დროს შეგვიძლია ვისარგებლოთ 4.8 ნახაზზე წარმოდგენილი გრაფიკით. ამ გრაფიკის აბსცისათა



ნახ. 4.8.

ღერძზე გადასომილია ფურის კრიტერიუმის მნიშვნელობა, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$F_0 = \frac{\Delta\tau}{cGR}, \quad (4.16)$$

სადაც R არის სხეულის მთელი ზედაპირის საერთო თერმული წინაღობა $^{\circ}\text{K}/\text{ვტ}$ და გამოითვლება ფორმულით

$$R = \frac{G}{\rho\lambda F^{1/2}} + \frac{1}{\alpha_{\text{აგდ}} F}, \quad (4.17)$$

სადაც ρ არის მასალის სიმკვრივე, კგ/მ³;

λ — თბოგამტარობის კოეფიციენტი ვტ/მ გრად; თუ მასალა იმყოფება ფხვიერ მდგომარეობაში, მისი თბოგამტარობის კოეფიციენტი უნდა გავზარდოთ 25%-ით.

F — მასალის ან ნაკეთობის თბოგამცემი ზედაპირის ფართობი.

მკვლ — სათავსში მოთავსებული ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტი. მისი მნიშვნელობა აიღება დაახლოებით 9,3 ვტ/მ² გრად.

§ 4.8. სათავსში სათაოვი მოწყობილობების თაური ეფექტურობა და გათაოვის სისბავის დახანაული სიხალავრის შარჩავა

სათბობი ხელსაწყობის საშუალებით წარმობს სათავსში სითბოს ნაკლებობის (დეფიციტის) კომპენსაცია. სხვადასხვა ტიპის სათბობი ხელსაწყობის გამოყენება და მათი განლაგება სათავსის სხვადასხვა ადგილას არ უნდა იწვევდეს თბური ენერგის გადახარჯვას. სათბობი ხელსაწყოს თბური თვისებების შეფასების მიზნით გათბობის ტექნიკაში შემოტანილია ხელსაწყოს თბური ეფექტის ცნება და იგი წარმოდგენს სათავსის თბოდანაკარგების ფარდობას იმ სითბოსთან, რომელსაც ხარჯავს ხელსაწყო სათავსში საჭირო თბური პირობების შესაქმნელად.

საუკეთესო თბური ეფექტი გააჩნიათ სათავსის ზემო ნაწილში, ან ჰერის კონსტრუქციაში მოთავსებულ პანელურ-სხივურ სათბობ ხელსაწყობებს. მათი თბური ეფექტი დაახლოებით 1,1-1,05-ის ტოლია, ე. ი. ჰერის პანელურ-სხივური სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემა შეიძლება იყოს სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგებზე ნაკლები. იატაკში განლაგებული სათბობი პანელების თბური ეფექტი 1-ის ტოლია.

ყველაზე უფრო გავრცელებული სათბობი ხელსაწყობები — რადიატორები, როგორც წესი, იდგმება ნიშებში ან გარე კედლების შიგა ზედაპირებთან. ამ დროს რადიატორის უკანა მხარეს მოთავსებული გარე კედლის შიგა ზედაპირი ძალიან ხურდება. ეს კი იწვევს დამატებითი სითბოს დიდი რაოდენობით კარგვას ამ ზედაპირიდან. რადიატორების თბური ეფექტი 0,96-0,94-ის ტოლია. რადიატორებთან შედარებით უკეთესი თვისებები გააჩნიათ დაბალ ხელსაწყობებს, რომლებიც განლაგებულია გარე კედლის გასწვრივ. ასე, მაგალითად, დაბალი კონვექტორებისათვის თბური ეფექტის სიდიდე 0,97-ის ტოლია.

მნიშვნელოვანი თბოდანაკარგები გააჩნიათ გარე კედელში მოთავსებულ სათბობ ხელსაწყობებს. მათი თბური ეფექტი 0,9-ის ტოლია.

გარდა სათბობი ხელსაწყობის განლაგებასთან დაკავშირებული თბოდანაკარგებისა, გათბობის სისტემებში ადგილი აქვს აგრეთვე სითბოს არასასურველ კარგვას იმ მილსადენებიდან, რომლებიც გაიყვანება გაუმთბარ სათავსებში ან გარე კედლებში. მნიშვნელოვან სიდიდეს აღწევს აგრეთვე თბოდანაკარგები თბურ პუნქტებში. გათბობის სის-

ტემაში ყველა დამატებითი თბოდანაკარგების სიდიდე ორ უნდა აღემატებოდეს საანგარიშო თბოდანაკარგების 15%-ს.

რადგანაც გათბობის სისტემებში ყოველთვის ადგილი აქვს დამატებით თბოდანაკარგებს, ამიტომ საჭიროა მისი გათვალისწინება გათბობის სისტემის დაყენებული თბური სიმძლავრის შერჩევის დროს. გათბობის სისტემის დაყენებული თბური სიმძლავრე გამოითვლება ფორმულით

$$Q = 1,15 Q_{გათ. სისტ.} \quad (4.18)$$

სადაც $Q_{გათ. სისტ.}$ არის გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე და იგი საანგარიშო თბოდანაკარგების ტოლია.

§ 4.9. შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი და თბოდანაკარგები გამხსვილავალი საფორმით

შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი ეწოდება შენობის 1 მ³ მოცულობაზე მოსული სითბოს კარგვას ვატობით, როდესაც სხვაობა შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურებს შორის 1°-ის ტოლია.

თუ V მ³ მოცულობის შენობის საერთო თბოდანაკარგებია $Q_{გარე}$ ვტ. როდესაც ტემპერატურათა სხვაობაა შიგა და გარე ჰაერს შორის Δt მაშინ შენობის თბური მახასიათებელი ექნება

$$q = \frac{Q_{გარე}}{V \Delta t} \quad (4.19)$$

q სიდიდის განსაზღვრა წარმოებს ფორმულით

$$q = q_0 \beta_t \quad (4.20)$$

სადაც q_0 არის თბური კუთრი მახასიათებლის სიდიდე, როდესაც $\Delta t_0 = 18 - (-30) = 48^\circ$;

β_t — ტემპერატურული კოეფიციენტი და ითვალისწინებს ფაქტიური ტემპერატურული სხვაობის გადახრას Δt_0 ტემპერატურული სხვაობისაგან.

თბური კუთრი მახასიათებელი q_0 შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით

$$q_0 = \frac{1}{R_0} = [F_{აღ} \eta_{აღ} + F_{ჩან} (\gamma_{ჩ} + \eta_{ჩ})], \quad (4.21)$$

სადაც R_0 არის გარე კედლის საერთო თერმული წინაღობა;

v — შენობის მოცულობა გარე პერიმეტრის მიხედვით;

$\eta_{\text{ფანჯ}}$ — კოეფიციენტი ითვალისწინებს ფანჯრებიდან თბოდანაკარგების გაზრდას გარე კედლებთან შედარებით;

$\eta_{\text{კაბ}}$ და $\eta_{\text{კაბ}}$ — კოეფიციენტები ითვალისწინებენ ჰერიდან და იატაკიდან თბოდანაკარგების შემცირებას გარე კედლებთან შედარებით;

$F_{\text{კაბ}}$ — გარე კედლების ფართობი;

$F_{\text{ფანჯ}}$ — შენობის ფართობი გეგმაში.

თუ (4.21) ფორმულაში შემავალი სიდიდეებისათვის გამოვიყენებთ სნ და ∇ -ით რეკომენდებულ მნიშვნელობებს, მაშინ ეს ფორმულა საცხოვრებელი სახლებისათვის მიიღებს მარტივ სახეს

$$q_0 = \frac{(1 + 2d) F_{\text{კაბ}} + F_{\text{ფანჯ}}}{\nu}, \quad (4.22)$$

სადაც d არის შენობის გარე კედლების შემინვის ხარისხი და გვიჩვენებს თუ გარე კედლების საერთო ფართობის რა ნაწილს შეადგენს შემინული ზედაპირების (ფანჯრების) ფართობი.

(4.20) ფორმულაში ტემპერატურული კოეფიციენტი β_r გამოითვლება ფორმულით

$$\beta_r = 0,54 + \frac{22}{t_{\text{სათ}} - t_{\text{გ}}}.$$

თუ (4.19) ფორმულაში შევიტანთ შენობის თბოდანაკარგების მნიშვნელობას $Q_{\text{კაბ}}$, მივიღებთ

$$q = \frac{\sum kF (t_{\text{სათ}} - t_{\text{გ}})}{\nu (t_{\text{სათ}} - t_{\text{გ}})} \approx \frac{\sum kF}{\nu}. \quad (4.23)$$

როგორც ეს გამოსახულება გვიჩვენებს, შენობის თბური მახასიათებელი დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა შენობის მოცულობა, მისი სართულიანობა, ფართობი, ფორმა, შემომზღული კონსტრუქციის თბოდაცვითი თვისებები, შემინვის ხარისხი და მშენებლობის რაიონი.

სხვადასხვა დანიშნულების და მოცულობის შენობებისათვის თბური მახასიათებლის სიდიდეები მოცემულია ცნობარებში. სამოქა-

ლაქო შენობებისათვის შეგვიძლია ვისარგებლოთ შემდეგი მონაცემებით:

შენობის მოცულობა t _{შენ} , 1000 მ ³	5-მდე	10	15	>15
თბური მახასიათებელი q, ვტ/მ ³ °C	0,56—0,41	0,52—0,25	0,49—0,31	0,46—0,21

როგორც აღნიშნეთ, წინა პარაგრაფებში სითბოს ხარჯი გათბობაზე შეიძლება განსხვავდებოდეს შენობის თბოდანაკარგებისაგან. ამიტომ მიზანშეწონილია შენობის თბური მახასიათებლის ნაცვლად ვისარგებლოთ გათბობის თბური კუთრი მახასიათებლის ცნებით. ამ დროს (4.19) ფორმულის მრიცხველში თბოდანაკარგების (Q_{შენ}) ნაცვლად უნდა ჩავსვათ შენობის გათბობის სისტემის დაყენებული თბური სიმძლავრის მნიშვნელობა (ფორმულა 4.18).

გათბობის თბური კუთრი მახასიათებელი სიდიდე გამოიყენება შენობის გათბობისათვის საჭირო სითბოს ხარჯის გამოსათვლელად გამსხვილებული საზომით

$$Q = q_{\text{გათ}} V (t_{\text{სით}} - t_{\text{გ}}). \quad (4.24)$$

გამსხვილებული საზომით თბურ სიმძლავრეს გაიანგარიშებენ რაიონის ან ქალაქის სითბოს ხარჯის დასადგენად, ცენტრალური თბომომარაგების დაპროექტებისას და სხვ.

§ 4.10. გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრის გამოანგავა და სითბოს წლიური ხარჯი გათბობაზე

გათბობის სისტემების დაპროექტების დროს საჭიროა ვიცოდეთ მათი მუშაობის და რეგულირების რეჟიმები. გათბობის სისტემების რეგულირების აუცილებლობა გამოწვეულია გარე კლიმატის პარამეტრების და სათაყვის თბური ბალანსის პერიოდული ცვლილებებით.

გარე კლიმატის პარამეტრები იცვლებიან წლის, სეზონის და დღე-ღამის განმავლობაში. მრავალი წლის დაკვირვებებმა გვიჩვენეს, რომ ეს ცვლილება ატარებს პარამონიული რხევის ხასიათს. კლიმატის შემადგენელი ერთი პარამეტრის ცვლილება ხშირად იწვევს სხვა პარამეტრის ცვლილებას. ასე, მაგალითად, წლის განმავლობაში გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება თან სდევს მზის რადიაციის ცვლილებას. ამავე დროს გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილება მზის რადიაციის ცვლილებას ჩამორჩება დროში, რაც გამოწვეულია დედამიწის მახლობლობაში თბოგაცემის პროცესის არასტაციონარულობით. წლის

განმავლობაში ტემპერატურის მინიმუმი, როგორც წესი, შეინიშნება იანვარში. გარე ჰაერის ტემპერატურის წლიური ცვლილება იწვევს ტენიანობის და ნაწილობრივ ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის ცვლილებას.

კლიმატის პარამეტრების ცვლილებას პარამონიულობა გვაძლევს საშუალებას განვსაზღვროთ ეს პარამეტრები, როგორც წლის დროის ტრიგონომეტრიული ფუნქციები. ამავე დროს უნდა აღვნიშნოთ, რომ საკმარის სიზუსტეს იძლევა ტრიგონომეტრიული მწკრივის პირველი ორი წევრი, ამიტომ კლიმატის ნებისმიერი პარამეტრის სიდიდე შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით

$$y = y_{\text{სლ}} + A_y \cos 2\pi \frac{z}{365}, \quad (4.25)$$

სადაც $y_{\text{სლ}}$ არის კლიმატის ნებისმიერი პარამეტრის (ტემპერატურა t , მზის რადიაციის ინტენსიუობა q , ენტალპია I_a) საშუალო წლიური მნიშვნელობა;

A_y — კლიმატის შემდგენი პარამეტრის წლიური ცვლილების ამპლიტუდა;

z — დრო დღე-ღამეში, ათელილი კლიმატის პარამეტრის მაქსიმალური მნიშვნელობის $z_{\text{მაქ}}$ მომენტიდან;

A_y და $z_{\text{მაქ}}$ მნიშვნელობები მოცემულია სსრ კავშირის კლიმატურ ცნობარებში ან სხ და ∇ -ში.

გარე კლიმატის პარამეტრების ცვლილების ანალოგიურად, წლის განმავლობაში იცვლება აგრეთვე სათავესის თბური ბალანსიც. მაგრამ ეს ცვლილება დროის განმავლობაში იმდენად ნელა მიმდინარეობს, რომ სათავესის თბური ბალანსი წლის ნებისმიერი დროისათვის შეიძლება განვიხილოთ როგორც სტაციონარული. თუ მხედველობაში მივიღებთ სათავესის თბურ რეჟიმზე მოქმედი ფაქტორების პარამონიულობას, მაშინ სათავესის თბური მდგომარეობა შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი გამოსახულებით

$$Q_{\text{სათ}} = Q_{\text{სათ}}^{\text{სლ}} + A_{Q_{\text{სათ}}} \cos 2\pi \frac{z}{365}, \quad (4.26)$$

სადაც $Q_{\text{სათ}}^{\text{სლ}}$ არის სათავესის თბური ბალანსის საშუალო წლიური მნიშვნელობა,

ხოლო $A_{Q_{\text{სათ}}}$ — მისი ცვლილების ამპლიტუდა.

გათბობის სეზონის ნებისმიერი მომენტისათვის სითბოს ხარჯი გათბობაზე ტოლია $Q_{სათ}$. თუ მხედველობაში მივიღებთ იმ გარემოებას, რომ სათაესის გათბობა საჭიროა მაშინ, როდესაც თბური ბალანსის სიდიდე უარყოფითია

$$Q_{სათ} < 0. \quad (4.27)$$

ე. ი. სათაესში გვაქვს სითბოს ნაკლებობა (დეფიციტი), მაშინ დადებითად შეიძლება დავადგინოთ გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა წლის განმავლობაში. მართლაც, (4.26) გამოსახულებიდან (4.27) პირობის გათვალისწინებით მიიღება გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა დღე-ღამეში შექცეული ტრიგონომეტრიული ფუნქციის სახით

$$z_{გათ.სეზ} = \frac{365}{\pi} \arccos Q_{სათ} = 116 \arccos \bar{Q}_{სათ}, \quad (4.28)$$

სადაც

$$\bar{Q}_{სათ} = \frac{Q_{სათ} - Q_{სათ}^{წლ}}{A Q_{სათ}}. \quad (4.29)$$

სითბოს წლიური ხარჯი გათბობაზე კი იქნება

$$Q_{გათ}^{წლ} = \int_{z_{გათ.სეზ}} Q_{სათ} dz. \quad (4.30)$$

$Q_{სათ}$ ცვლილების ჩვეულებრივ ინტერვალში ($-0,6$ -დან $+0,6$ -მდე) გათბობაზე სითბოს წლიური ხარჯის გამოსათვლელად მიზანშეწონილია ვისარგებლოთ მიახლოებითი ფორმულით

$$Q_{გათ}^{წლ} = 0,167 m A Q_{სათ} \left[116 - \frac{Q_{სათ}^{წლ}}{A Q_{სათ}} (91,2 + 0,5 z_{გათ.სეზ}) \right], \quad (4.31)$$

რომელიც იძლევა საკმაოდ სწორ შედეგს.

(4.31) ფორმულაში m არის დღე-ღამის განმავლობაში გათბობის სისტემის მუშაობის ხანგრძლივობა, საათობით;

n — კვირის განმავლობაში სისტემის მუშაობის ხანგრძლივობა დღეობით.

სითბოს წლიური ხარჯი გათბობაზე შეიძლება გამოთვლილ იქნეს უზრუნველყოფის კოეფიციენტის ($K_{უზრ}$) გათვალისწინებით, რისთვისაც (4.31) ფორმულაში შეტანილი უნდა იქნეს შესაბამისი კლიმატის მახასიათებლები. უზრუნველყოფის კოეფიციენტის გათვალისწინებას აქვს დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა, რადგან მისი საშუალებით წარმოებს სხვადასხვა ტიპის მომხმარებლებს შორის სითბოს გა-

ნაწილების დაგეგმვა. ეს კი უზრუნველყოფს თბური ენერჯის ეკონომიას და გათბობის სისტემის მუშაობის საიმედოობის გაზრდას.

სწ და ∇ -ის თანახმად, სითბოს წლიური ხარჯი შენობის გათბობაზე გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{გათ}}^{\text{წ}} = q_{\text{გათ}} (t_{\text{სათ}} - t_{\text{გათ. სეზ}}) \cdot 24 \cdot z_{\text{გათ. სეზ}} \cdot \nu, \quad (4.32)$$

სადაც $q_{\text{გათ}}$ არის შენობის თბური კუთრი მახასიათებელი გათბობაზე;

$t_{\text{სათ}}$ — სათავსის ტემპერატურა;

$t_{\text{გათ. სეზ}}$ — გათბობის სეზონის საშუალო ტემპერატურა და განისაზღვრება იმ დღეების მიხედვით, რომელთა საშუალო დღე-ღამური ტემპერატურა არის მინუს 8° და ნაკლები;

$z_{\text{გათ. სეზ}}$ — გათბობის სეზონის ხანგრძლივობა დღე-ღამოებით;
 ν — შენობის მოცულობა, მ³.

V თავი. გათბობის სისტემის შერჩევა

§ 5.1. მუდმივი და ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობების გათბობის სისტემის შერჩევა

შენობათა გათბობის სისტემის შერჩევის დროს საჭიროა თბური რეჟიმის თავისებურებათა გათვალისწინება. ზოგიერთი შენობის სათავსების თბური რეჟიმი გათბობის მთელი პერიოდისათვის მუდმივია. ზოგიერთ შენობათა სათავსებში კი თბური ენერგიის ეკონომიისთვის საჭიროა თბური რეჟიმი ცვალებადია. თბური ენერგიის ეკონომიის მიღწევა შესაძლებელია მთელ რიგ შენობებში დღე-ღამის განმავლობაში გათბობის სისტემის პერიოდული მუშაობით, სადღესასწაულო დღეებში. სასწავლო-დაწესებულებათა არდადეგების პერიოდში, სარემონტო, გასამართავ და სხვა სამუშაოთა წარმოების დროს, ე. ი. თბური რეჟიმის მიხედვით გვაქვს შენობათა ორი ტიპი, მუდმივი და ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობები.

როგორც მუდმივი, ასევე ცვალებადი რეჟიმის მქონე შენობები დანიშნულების და ექსპლუატაციის პირობების მიხედვით შეიძლება დაიყოს ცალკეულ ჯგუფებად.

მუდმივი თბური რეჟიმის მქონე სამოქალაქო და სამრეწველო შენობები იყოფა ოთხ ჯგუფად:

1. საავადმყოფოები, სამშობიარო სახლები და სადღესასწაულო-პროფილაქტიკური დაწესებულებები, რომელთა სათავსებს წაყენებათ გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები;

2. საცხოვრებელი სახლები, საერთო საცხოვრებლები, სასტუმროები, დასასვენებელი სახლები, სანატორიუმები, პანსიონატები, პიონერთა ბანაკები, პოლიკლინიკები, ამბულატორიები, აფთიაქები, ჯანდაცვის პუნქტები, ფსიქიატრიული საავადმყოფოები და სამკურნალო-პროფილაქტიკური დაწესებულებები, საბავშვო ბაგები და ბაღები, მუზეუმები. საგამოფენო შენობები, სურათების გალერეები, წიგნთსაცავები, არქივები და ბიბლიოთეკები;

3. საცურაო აუზების, ვაგზლების და აეროპორტის შენობები;

4. საწარმოო შენობები უწყვეტი ტექნოლოგიური პროცესებით და ამ დაწესებულებების საყოფაცხოვრებო სათავსები.

პირველი ჯგუფის შენობებში გამოიყენება წყლით გათბობა რადიატორებით ან კიდევ გადახურვის კონსტრუქციებსა და კედლებში მოწყობილი სათბობი ელემენტებით. რადიატორების გამოყენების შემთხვევაში თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა უნდა იყოს 85°C , ხოლო ბეტონის ხელსაწყოების გამოყენების შემთხვევაში კვ. 95°C . ეს ტემპერატურები აიღება იმ ვარაუდით, რომ ხელსაწყოს ზედაპირზე ტემპერატურა არ აღემატებოდეს 75°C . სამკურნალო-პროფილაქტიკურ დაწესებულებათა ძირითად სათავსებში შესაძლებელია აგრეთვე ვენტილაციის სისტემასთან შეთავსებული ცენტრალური ჰაერით გათბობის მოწყობა.

მეორე ჯგუფის შენობებში გამოიყენება წყლით გათბობა რადიატორებით და კონვექტორებით, გარე სამშენებლო კონსტრუქციებში მოწყობილი სათბობი ელემენტებით და დგარებით. თბოშემცველის (წყლის) ზღვრული ტემპერატურა აიღება 95°C (ერთმილოვან სისტემებში — 105°C). კაბის უჭრედების გათბობის დროს თბოშემცველის ტემპერატურა შეიძლება გაეზარდოს 150°C -მდე. ამ დროს სათბობ ხელსაწყოებად გამოყენებულ უნდა იქნეს მაღალი კონვექტორები ან სარეცრულაციო ჰაერშემთბობები. ამ ჯგუფის შენობებში (გარდა საბავშვო ბაგებისა და ბაღებისა) გამოიყენება აგრეთვე აირით, სხივური და ჰაერით გათბობა. ვენტილაციასთან შეთავსებული ცენტრალური ჰაერით გათბობა, უპირველეს ყოვლისა, მიზანშეწონილია მოეწყოს მუზეუმებში, სურათების გალერეებში, წიგნთსაცავებში და არქივებში.

მესამე ჯგუფის შენობებში გამოიყენება წყლით გათბობა (რადიატორებით, კონვექტორებით და სხვა სათბობი ხელსაწყოებით), ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით გათბობა და დაბალი წნევის ორთქლით გათბობა. წყლის სისტემებში თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 150°C (საცურაო აუზებში — 115°C). ვაგზლებისა და აეროპორტების გასასვლელებში, აგრეთვე საცურაო აუზების ირგვლივ ეწყობა წყლით გათბობა იატაკის პანელებით. ვესტიბიულებსა და გასასვლელებში იატაკის ტემპერატურა 30°C არ უნდა აღემატებოდეს, ხოლო საცურაო აუზებთან მიმავალი ბილიკების და სკამების ტემპერატურები კი 31°C , ამ დროს სათბობი ელემენტების ღერძის გასწვრივ ტემპერატურა აიღება არა უმეტეს 35°C -ისა.

მეოთხე ჯგუფის შენობებში გამოიყენება ჰაერით გათბობა. ამ შენობებში მომდენი ვენტილაციის სისტემა მულტიმომქმედია, მაშინ გამოიყენება ცენტრალური ჰაერით გათბობა ხოლო, როდესაც მომდენი ვენტილაციის სისტემა არა გვაქვს, გამოიყენება ადგილობრივი ჰაერით გათბობა. ამ ჯგუფის შენობებში გამოიყენება აგრეთვე წყლით

და დაბალი ან მაღალი წნევის ორთქლით. აირით და სხივური გათბობა.

წყლით გათბობა არ შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ისეთ სათავსებში, სადაც გამოიყოფა, ინახება ან გამოიყენება ის ნიოთიერებები, რომელთაც გააჩნიათ თვითაალების, აფეთქების ან წყალთან ზემოქმედების დროს დაშლის უნარი. ასევე არ დაიშვება ორთქლის სისტემების გამოყენება ისეთ სათავსებში, სადაც გამოიყოფა აირები, ანაორთქლები და მტვერი, რომელთა შეხება სათბობი ხელსაწყოების და მილების ცხელ ზედაპირებთან იწვევს თვითაალებას. წყლით და ორთქლით გათბობის სისტემების გამოყენების შეზღუდვა უმთავრესად ეხება იმ საწარმოებს, რომლებიც სახანძრო და სახანძრო-ფეთქებადი საშიშროებით მიეკუთვნებიან A, B და E კატეგორიებს.

თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 150°C , თუ ადგილი არა აქვს სათავსში ფეთქებად და ხანძარსაშიში მტერის ან აეროზოლის გამოყოფას. თუ ასეთი მტვერი გამოიყოფა, მაშინ საწარმოო სათავსებში, რომლებიც მიეკუთვნებიან B კატეგორიის წარმოებას, თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 130°C , ხოლო სათავსებში, რომლებიც მიეკუთვნებიან A, B და E კატეგორიის წარმოებას — 110°C .

ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობები ანალოგიურად მუდმივი თბური რეჟიმის მქონე შენობებისა, შეიძლება დაიყოს აგრეთვე ოთხ ჯგუფად:

1. სკოლები და სხვა სასწავლო დაწესებულებები, სამმართველოები, სამეცნიერო და საპროექტო დაწესებულებები, საკონსტრუქტორო ბიუროები, კანტორები, სამკითხველო დარბაზები, კავშირგაბმულობის დაწესებულებები, აბანოები, მოსახლეობის მომსახურების დაწესებულებები, სამრეწველო დაწესებულებების დამხმარე შენობები და სათავსები (მოცულობით 1500 მ^3 -ზე მეტი);

2. სანახაობრივი დაწესებულებები და სპორტული ნაგებობები;

3. სამრეცხაოები, საშხაპე პავილიონები, საეპკრო და საზოგადოებრივი კვების დაწესებულებები, დამხმარე შენობები და სათავსები მოცულობით 1500 მ^3 -მდე და სამრეწველო დაწესებულებების საყოფაცხოვრებო სათავსები;

4. სამრეწველო დაუთბუნებელი შენობები და სათავსები.

პირველი ჯგუფის შენობებში გამოიყენება წყლით გათბობა რადიატორებით და კონვექტორებით (სკოლებსა და აბანოებში კონვექტორები დაიშვება მხოლოდ დამხმარე სათავსებში). არასამუშაო საათებში ეს სისტემა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს მორიგე გათბობისათვის, თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 95°C (ერთ-

მილოვან სისტემებში — 105°C). კიბის უჯრედების გათბობის დროს თბოშემცველის ტემპერატურის გაზრდა შეიძლება 150°C-მდე. შესაძლებელია აგრეთვე მომდენ ვენტილაციასთან შეთავსებული ცენტრალური ჰაერით გათბობა, რომელიც ჰაერის სრული რეციკულაციის შემთხვევაში შეიძლება გამოყენებული იქნეს, როგორც მორიგე გათბობა. თბოშემცველის ჰაერის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 70°C.

მეორე ჯგუფის შენობებში ეწყობა წყლით გათბობა, მომდენ ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით და დაბალი წნევის ორთქლით გათბობა.

სათბობ ხელსაწყოებად გამოიყენება რადიატორები, კონვექტორები და გლუვი მილები (სპორტულ ნაგებობებში შეიძლება აგრეთვე ბეტონის პანელების გამოყენება). ძირითად დარბაზებში ეწყობა მორიგე, ადგილობრივი ჰაერით გათბობა. აუცილებლობის შემთხვევაში შეიძლება დამატებით მორიგე წყლით გათბობის მოწყობა.

ამ დროს სათბობი ხელსაწყოების განლაგება წარმოებს დარბაზების შემინულ ზედაპირებთან და სხვენში. თბოშემცველის — წყლის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 115°C. ვესტიბიულებში მიზანშეწონილია წყლით გათბობის მოწყობა ბეტონის პანელებით.

მესამე ჯგუფის შენობებში გამოიყენება წყლით, მომდენ ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით და დაბალი წნევის ორთქლით გათბობა (სამრეწველო დაწესებულებების საყოფაცხოვრებო სათავსებში გამოიყენება აგრეთვე მაღალი წნევის ორთქლით გათბობა). სათბობ ხელსაწყოებად გამოიყენება რადიატორები, კონვექტორები, სხვა ხელსაწყოები (სამრეცხაობებსა და საშხაპებში — მხოლოდ რადიატორები და გლუვი მილები). დიდი მოცულობის სათავსებისათვის ეწყობა მორიგე ადგილობრივი ჰაერით გათბობა. აუცილებლობის შემთხვევაში გამოიყენება დამატებით მორიგე წყლით გათბობა სათბობი ხელსაწყოების განლაგებით შემინულ ზედაპირებთან. აქ გათვალისწინებულ უნდა იქნეს ის შეზღუდვები, რაც ჩამოთვლილი იყო ზემოთ მუდმივი თბური რეჟიმის მქონე IV ჯგუფის შენობების გათბობის სისტემის შერჩევის დროს. თბოშემცველის ზღვრული ტემპერატურა აიღება 150°C (თუ სათავსში ადგილი არა აქვს ფეთქებად და ხანძარსაშიში მტკრის ან აეროზოლის გამოყოფას).

მეოთხე ჯგუფის შენობებში გამოიყენება პერიოდულად მოქმედი ჰაერით გათბობა. ამ დროს სამუშაო ზონის ცალკეული მონაკვეთების და ბაქნების მომსახურება წარმოებს თბილი ჰაერის ჰაერული მიწოდებით.

საწყობების გათბობა წარმოებს სამრეწველო შენობების გათბობის ანალოგიურად. აქ გათვალისწინებული უნდა იქნეს შესაძენი ნა-

კეთობების და მასალის მიხედვით ხანძარსაწინააღმდეგო და სანიტარული მოთხოვნები.

იმ სამრეწველო შენობების გათბობა, სადაც ადგილი აქვს მომწოდებელი ნივთიერების გამოყოფას, უნდა მოხდეს სპეციალური ნორმატიული დოკუმენტების საფუძველზე.

შენობათა სათავსებში არასამუშაო საათებში ან შესვენების პერიოდში შიგა ჰაერის დადებითი ($t_a > 0^\circ\text{C}$) ტემპერატურის შენარჩუნების მიზნით საჭიროა მოეწყოს მორიგე გათბობა. მორიგე გათბობის თბური სიმძლავრის დადგენა, როგორც წესი, წარმოებს იმ ანგარიშით, რომ სათავსში დამყარდეს $t_a = 5^\circ\text{C}$ ტემპერატურა. თუ გათბობის სათავსის საპაერო არეს წაყუდება განსაკუთრებული მოთხოვნები, შესაძლებელია მორიგე გათბობის დროს გათვალისწინებულ იქნეს შიგა ჰაერის უფრო მაღალი ტემპერატურა. მორიგე გათბობა არ არის საჭირო იმ შემთხვევაში, თუ გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა გათბობისათვის -5°C -ზე მეტია.

სამოქალაქო და სამრეწველო შენობების მთავარ შესასვლელებთან, ჰიშკრებთან და ტექნოლოგიურ ლიობებთან გამოიყენება პერიოდულად მოქმედი სათბობი დანადგარები, რომლებიც ლიობებთან ქმნიან საპაერო თბურ ფარდებს. საპაერო-თბური ფარდები ეწყობა იმ საზოგადოებრივ და სამრეწველო შენობების შესასვლელ კარებებთან, რომლებიც აღჭურვილია ჰაერის კონდიციონირების სისტემებით ან სადაც ადგილი აქვს დიდი რაოდენობით ტენის გამოყოფას (საცურაო აუზები და სხვა).

საპაერო-თბური ფარდები ეწყობა აგრეთვე იმ ჰიშკრებთან, რომელთა გაღება წარმოებს ხშირად (5-ჯერ ან არა უმცირეს 40 წუთისა ცვლაში) და გამთბარ შენობის ტექნოლოგიურ ლიობებთან, როდესაც გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა -15°C და ნაკლებია.

§ 5.2. გათბობის სისტემის უარჩევნო ღვაწადადგომის პირობები

შენობათა სათავსების მოცემული თბური რეჟიმის უზრუნველყოფის მიზნით გათბობის სისტემის შერჩევის დროს საჭიროა კიდევ დამატებითი პირობების გათვალისწინება.

საცხოვრებელი რაიონის და სამრეწველო ობიექტის გათბობის დროს მოწყობილობების, ხელსაწყოების და მასალების უნიფიკაციის თვალსაზრისით უმჯობესია შევარჩიოთ ერთიანი თბოშემცველი. თბოშემცველის წნევა უნდა დადგინდეს სისტემის შერჩეული ელემენტების მექანიკური სიმტკიცის გათვალისწინებით.

როდესაც შენობებში მოთავსებულია სხვა დანიშნულების სათავსები (მაგალითად, საცხოვრებელ სახლში მოთავსებულია საბინაოსაექსპლუატაციო კანტორა), საჭიროა ერთი საერთო გათბობის სისტემის მოწყობა. თუ ძირითად შენობასთან მოთავსებულია სპეციალური დანიშნულების მსხვილი სათავსები ან კომპლექსი (მაგალითად, მაღაზია საცხოვრებელ სახლთან, საყოფაცხოვრებო სათავსები საწარმოო შენობასთან. კვების ბლოკის კომპლექსი სასტუმროსთან), საჭიროა გათბობის დამოუკიდებელი სისტემების მოწყობა.

წყლით გათბობის სისტემებში უპირატესობა ენიჭება ერთმილოვან, ბიფილარულ (ორძაფა) სისტემებს თბოშემცველის იძულებითი (ტუმპლიანი) ცირკულაციით. გათბობის სისტემების განფენილობა და თბური სიმძლავრე განისაზღვრება ვერტიკალურ სისტემებში ცალკეული დგარების, ხოლო ჰორიზონტალურ სისტემებში ცალკეული სართულების განშტოების თბური დატვირთვით და საციკულაციო წნევის სიდიდით.

10, 15 და 20 მმ დგარების და სართულების განშტოებების თბური დატვირთვები, გამოთვლილი სნ და წ-ით რეკომენდებული ზღვრული დასაშვები სიჩქარეების მიხედვით სამოქალაქო შენობების ძირითადი სათავსებისათვის მოცემულია 5-1 ცხრილში.

ცხრილი 5.1

წყლით სათბობი სისტემების დგარების და სართულების განშტოებების მაქსიმალური თბური დატვირთვები

წყლის საინგარეშო ტემპერატურული ვარდნა, °C	თბური დატვირთვა მილის შიგა დიამეტრის და წყლის მოძრაობის სიჩქარის მიხედვით		
	$d_g=12,6$ მმ; $w=1,5$ მ/წმ	$d_g=15,7$ მმ; $w=1,2$ მ/წმ	$d_g=21,2$ მმ; $w=1$ მ/წმ
85—65	15700	19500	29500
95—70	19600	24300	37000
105—70	27400	34000	52000
150—70	62600	78000	118000

ასაკრები სამშენებლო კონსტრუქციებით აგებულ შენობების წყლით გათბობის სისტემებში მიზანშეწონილია უშუალოდ ამ კონსტრუქციებში მოწყობილი სათბობი ელემენტების და დგარების გამოყენება; თუ ეს არ გამოიწვევს სითბოს დამატებით ხარჯს შენობის გათბობაზე;

მრავალსართულიან შენობებში წყლით გათბობის სისტემების მოწყობის დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ წყლის ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე, რომელიც დამოკიდებულია სისტემაში წყლის სვეტის სიმაღლეზე, ასე, მაგალითად, თუ სისტემაში გამოყენებულია თუჯის ან ფოლადის სათბობი ხელსაწყოები, მაშინ სისტემის სიმაღლე არ უნდა აღემატებოდეს 55 მ-ს, ხოლო თუ სათბობ ელემენტებად გამოყენებულია ფოლადის მილები, მაშინ სისტემის სიმაღლე აიღება 90 მ-მდე.

შენობათა გათბობის სისტემის შერჩევის დროს მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული სათავსში მიმდინარე ტექნოლოგიური პროცესების და სათავსის საექსპლუატაციო თბური რეჟიმის თავისებურებანი. ამიტომ შენობის გათბობის პროექტის შედგენას წინ უნდა უსწრებდეს ტექნოლოგიური პროცესის ზუსტი შესწავლა და საექსპლუატაციო თბური რეჟიმების წინასწარი გაანგარიშება.

§ 5.3. ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობების გათბობის სისტემის უარჩავის თავისებურებანი

ცვალებადი თბური რეჟიმის დამყარება წარმოებს საზოგადოებრივ და სამრეწველო შენობებში თბური ენერჯის ეკონომიის მიზნით. თბური ენერჯის ეკონომია მიიღწევა სათავსის ტემპერატურის შემცირებით არასამუშაო საათებში. ამ დროს სათავსებში წარმოებს წყვეტილი გათბობა სითბოს მიწოდების შემცირებით ან შეწყვეტით. გათბობის სისტემის გამორთვის შემთხვევაში სათავსის ტემპერატურა იმდენად მცირდება, რომ გამორიცხულია შემომზღუდი კონსტრუქციების (გარდა შემინული ზედაპირებისა) ზედაპირებზე სათავსის ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია.

სამუშაო საათებში ნორმებით გათვალისწინებულია 30-40% ფარდობითი ტენიანობა. სინამდვილეში კი ზამთრის პერიოდში ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა 30%-საც ვერ აღწევს. შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ, როდესაც სათავსის ჰაერის ტემპერატურა 20-22°C-ია, სამუშაო დღის ბოლოსათვის ფარდობითი ტენიანობა მიაღწევს 40%-ს. ამ შემთხვევაში არასამუშაო საათებში შესაძლებელი იქნება სათავსის ჰაერის ტემპერატურის დაწევა 8—10°C-მდე, რაც ყოველთვის მეტი იქნება ნამის წერტილის ტემპერატურაზე. საწარმოო სათავსებისათვის კი, როგორც ცნობილია, შიგა ჰაერის ტემპერატურა არასამუშაო საათებში 5°C-ია.

სამუშაო საათების ცვალებადი თბური რეჟიმისათვის დამახასიათებელია დღეღამური პერიოდულობა. დღე-ღამის განმავლობაში

მა, რომლის $Q_{გა}$ თბური სიმძლავრე აღემატება სათავის საანგარიშო $Q_{პოლ}$ თბოდანაკარგებს, ირთება სამუშაოს დაწყებამდე (ვახურების რეჟიმი). გათბობის სისტემის ჩართვა წარმოებს აგრეთვე პარასკევსა და ორშაბათს შორის შუალედებში. როდესაც სათავის ტემპერატურა ($t_{სათ}$) აღწევს ნორმებით გათვალისწინებულ მინიმალურ ტემპერატურას $t_{ნმ}$. სათავების გახურების ხანგრძლივობა ორშაბათობით და სხვა სამუშაო დღეებში ერთმანეთისაგან განსხვავდება, რადგანაც სხვადასხვაა ამ დღეების შესაბამისად სათავის საწყისი ტემპერატურები.

სითბოს წყვეტილი მიწოდება იწვევს სათავის ჰაერის ტემპერატურის პერიოდულ ცვლილებას. ეს ცვლილება კი დამოკიდებულია სათავის, ანუ მისი შემომზღუდი კონსტრუქციების თბურ თვისებებზე და სათავსში სითბოს მოღინების ხანგრძლივობაზე. სათბობი ხელსაწყოდან კონვექციური სითბო გადაეცემა სათავის ჰაერს. ეს უკანასკნელი კი სითბოს გადასცემს შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებს. სათავის ჰაერის და შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურები ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან ან მათი ცვლილება დროში ერთმანეთს არ ემთხვევა (ნახ. 5.1^ბ).

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, სათავის ჰაერის ტემპერატურის პერიოდული ცვლილება განპირობებულია ამ სათავის თბური თვისებებით. თბური თვისებების შეფასება კი, როგორც ცნობილია, წარმოებს სათავის თბომდგრადობით. სათავის წყვეტილი გათბობის დროს სითბოს დანახარჯებზე თბომდგრადობის გავლენის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ შემომზღუდი კონსტრუქციის თბური ინერციის გაზრდით თბური ენერჯის ეკონომია მცირდება. ეს კი გამოწვეულია სათავების გაცივების პერიოდში თბოდანაკარგების გაზრდით (ამ დროს სათავის ჰაერს გაცივებით მაღალი ტემპერატურა აქვს, ვიდრე გახურების პერიოდში). გარდა ამისა, თბომდგრადობის გაზრდით იზრდება სათავის შეთბობის დრო სამუშაოს დაწყებამდე. ეს კი იწვევს სითბოს დანახარჯების გაზრდას (4—5%-ით) გათბობაზე იმ სათავებისათვის. რომელთაც მაღალი თბომდგრადობა გააჩნიათ. დაბალი თბური მდგრადობის მქონე სათავებში სათავის „გახურების“ დრო შედარებით ნაკლებია და უფრო მალე მიიღწევა კომფორტული პირობები.

ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობებში თბური ენერჯის ეკონომია დამოკიდებულია აგრეთვე შემომზღუდი კონსტრუქციების თბური დაცვის თვისებებზე და გათბობის სისტემის თბურ სიმძლავრეზე. შემომზღუდი კონსტრუქციების თბური დაცვის გაზრდა შესაძლებელია ერთმაგი შემინვის ნაცელად ორმაგი შემინვის გამოყენებით

ან ორმაგი შემინვის ნაცვლად სამმაგის გამოყენებით ამ დროს სითბოს დანახარჯები გათბობაზე მნიშვნელოვნად მცირდება და მიიღება თბური ენერჯის დამატებითი ეკონომია, რომელიც გამოწვეულია „გახურების“ დროის შემცირებით. ზოგიერთ შემთხვევაში შესაძლებელი იქნება შუალედური „გახურების“ გამორიცხვა.

ფანჯრის კონსტრუქციებში შემინვის რაოდენობის გაზრდა იწვევს შენობის ასაგებად კაპიტალური დანახარჯების გაზრდას. მაგრამ სითბოს დანახარჯების და გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრის შემცირება ეკონომიურად ხელსაყრელია. როგორც აღნიშნავს პროფ. ა. სკანაი, ორმაგი შემინვის შეცვლა სამმაგით, როდესაც გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურაა -20°C , იძლევა დაყვანილი ხარჯების 7-8% ეკონომიას.

საქართველოს უმეტესი დასახლებული რაიონებისათვის (მათ შორის ქ. თბილისისათვის) ეკონომიურად ხელსაყრელია ორმაგი შემინვის გამოყენება. გარდა ამისა, ორმაგი შემინვის მქონე სათავსები აკმაყოფილებენ სანჰიგიენური ნორმებით გათვალისწინებულ მოთხოვნებს.

ეკონომიურად მიზანშეწონილია აგრეთვე წყვეტილი გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრის გაზრდა მულტიმომქმედ გათბობის სისტემასთან შედარებით. რაც უფრო მეტია გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე, სათავსის ჰაერის ტემპერატურა, მით უფრო ნაკლები შეგვიძლია დავუშვათ გაცივების პერიოდის ბოლოსათვის. გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრის გაზრდით გამოწვეული დამატებითი ხარჯების ანაზღაურება ხდება სწრაფად საექსპლუატაციო ხარჯების შემცირების შედეგად, განსაკუთრებით კი თბური ენერჯის მაღალი ღირებულების და ხანგრძლივი გათბობის სეზონის პირობებში.

წყვეტილი გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე აიღება მულტიმომქმედი გათბობის სისტემის 150-160%-ის ტოლი (შესაძლებელია თბური სიმძლავრის გაზრდა 220-300%-მდე). წყვეტილი გათბობის სისტემა შეიძლება იყოს ჰაერის ან წყლის. პირველ შემთხვევაში თბილი ჰაერის მისაწოდებლად გამოიყენება მომდენი ვენტილაციის სისტემები. მეორე შემთხვევაში კი — შენობის „გახურების“ პერიოდში — მაღალი ტემპერატურის წყლის მიწოდება წარმოებს დამატებით.

ექსპლუატაციის თვალსაზრისით უფრო მოსახერხებელია კომბინირებული ჰაერით და წყლით გათბობა. განსაკუთრებით კი მაშინ, როდესაც სათავსში მყოფთ მუშაობა უხდება შემინული ზედაპირების მახლობლობაში.

კონსტრუქციულად და ექსპლუატაციის თვალსაზრისით გათბობის სისტემა ამ დროს იყოფა ორ ნაწილად: ძირითადი (წყლით) და და-

მატებითი (ჰაერით). ძირითადი სისტემა გათბობის სეზონის განმავლობაში გამოიყენება მუდმივად. დამატებითი სისტემა კი გამოიყენება სათავსის „გახურების“ რეჟიმში. შესაძლებელია მისი გამოყენება ვენტილაციის მიზნით.

ძირითადი სისტემის თბური სიმძლავრე აიღება მუდმივმოქმედი გათბობის სისტემის 30-40%-ის ტოლი. დამატებითი (ჰაერის) სისტემის თბური სიმძლავრე კი განისაზღვრება სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურის მიხედვით. ეს უკანასკნელი კი იცვლება 40°C-დან 70°C- მდე.

გათბობის კომბინირებული სისტემის გამოყენებისას საჭიროა მისი ავტომატიზაცია დაპროგრამებული მართვით, რათა უზრუნველყოფილ იქნეს სათავსის საანგარიშო თბური რეჟიმი.

გარე ტემპერატურის მკვეთრი შემცირების პირობებისათვის საკონტროლო სათავსებში მოწყობილ უნდა იქნეს „მინიმალური“ ტემპერატურის მიმწოდები. მათგან სიგნალის მიღების შემდეგ ჩაირთვება გათბობის დამატებითი (ჰაერის) სისტემა, რაც უზრუნველყოფს სათავსის ჰაერის ტემპერატურის აწევას წინასწარ გათვალისწინებულ სიდიდით.

თბური ენერჯის შემდგომი ეკონომიის მიღწევა შეიძლება, თუ ჰაერით გათბობის დამატებით სისტემას ვამუშავებთ სრული რეცირ-კულაციის პირობებში.

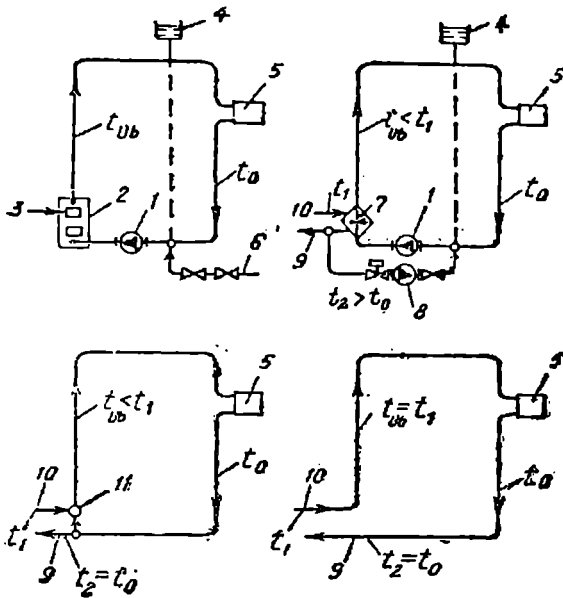
VI თ ა ვ ი. წყლით გათბობა

§ 6. 1. წყლით სათბობი სისტემების პრინციპული სქემა

ამჟამად წყლით სათბობი სისტემებიდან ფართოდ გამოიყენება იძულებითი ცირკულაციის ანუ ტუმბოიანი წყლით სათბობი სისტემები. ასეთ სისტემებში თბოშემცველის გადაადგილება წარმოებს ტუმბოს საშუალებით. ბუნებრივი ცირკულაციის ანუ გრავიტაციული სისტემები გამოიყენება იშვიათად. ამ სისტემების გამოყენება შენობებში სპეციალურად უნდა იქნეს დასაბუთებული.

პრაქტიკამ დაამტკიცა წყლით სათბობი სისტემების მთელი რიგი ჰიგიენური და ტექნიკური უპირატესობები. წყლით გათბობის დროს (ორთქლთან შედარებით) სათბობი ხელსაწყოების და მილსადენის ზედაპირების ტემპერატურები შედარებით დაბალია, სათავსს გააჩნია თანაბარი ტემპერატურა, ეს სისტემები ხასიათდებიან მომსახურების და რემონტის სიმარტივით, მოქმედებენ უხმაუროდ, გააჩნიათ ხანგრძლივი საექსპლუატაციო ვადა და ეკონომიური არიან სათბობის ხარჯის თვალსაზრისით.

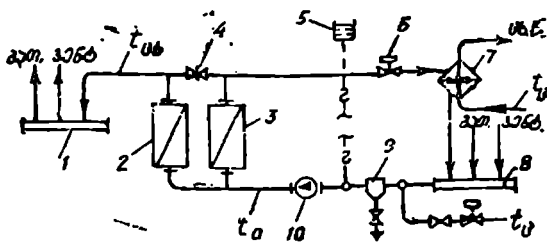
ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემის პრინციპული სქემა ადგილობრივი თბომომარაგების დროს ნაჩვენებია 6. 1^ა ნახაზზე. სისტემის ადგილობრივი თბომომარაგება წარმოებს წყალსათბობი ქვაბიდან, რომელიც განლაგებულია გასათბობ შენობაში ან მის მახლობლად. ცივი წყალი ცხელდება ქვაბში (2) 1₀ ტემპერატურიდან $t_{\text{ც}}$ ტემპერატურამდე. $t_{\text{ც}}$ ტემპერატურის მქონე წყალი ნაწილდება ცალკეულ დგარებში. ეს წყალი სათბობ ხელსაწყოებში (5) გავლისას ცივდება $t_{\text{გ}}$ ტემპერატურამდე და იკრიბება უკუმილსადენში, საიდანაც იგი ქვაბს მიეწოდება. მილსადენში წყლის გადაადგილება წარმოებს ტუმბოს (1) საშუალებით, რომელიც ჩართულია საერთო უკუმაგისტრალში. საფართოებელი ჰურბელი (4) მიერთებულია საერთო უკუმაგისტრალთან. სისტემის შევსება ცივი წყლით ხორციელდება წყალსადენიდან (6).



ნახ. 6. 1. წყლით სათბობი ტუმბოიანი სისტემის პრინციპული სქემები ადგილობრივი (ა) ცენტრალიზებული (ბ, გ, დ) თბომომარაგების დროს:

1 — საციკულაციო ტუმბო; 2 — ქვაბი; 3 — სათბობის მიწოდება; 4 — საფართოებელი ავჯი; 5 — სათბობი ხელსაწყოები; 6 — წყალსადენი; 7 — თბოგადამცემი; 8 — მკვებავი ტუმბო; 9 და 10 — გარე მიმწოდებელი და უკუთბოსადენები; 11 — შემრევი და ნალგარი.

(6.2) ნახაზზე ნაჩვენებია ადგილობრივი საქვების პრინციპული სქემა. ამ საქვების დანიშნულებაა გათბობის (გ), ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების (3) და ცხელი წყალმომარაგების სისტემების (ცხ. წ.) ადგილობრივი თბომომარაგება. გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებს ემსახურება ქვაბები 2. ამ მიზნისათვის, როგორც წესი, იდგმება ორი ქვაბი, რომელთაგან თითოეულის შწარმოებლურობა შეადგენს საერთო თბური დატვირთვის 50%-ს; ხოლო ცხელი წყალმომარაგებისათვის განკუთვნილია ქვაბი 3. ამ ქვაბში წყლის გაცხელება წარმოებს იმ მუდმივ ტემპერატურამდე, რომელიც შემდგომ საჭიროა წყალსადენის წყლის შესათბობად თბოგადამცემში 7 ან ჰაერის შესათბობად კონდიციონირების სისტემაში (მეორეულ კალო-



ნახ. 6. 2. ადგილობრივი საქვების თბოსადენების პრინციპული სქემა:

1 — მანაწილებელი კოლექტორი; 2 — გათბობის და ვენტილაციის სისტემების თბომომარაგების ქვაბი; 3 — ცხელი წყალმომარაგების სისტემის თბომომარაგების ქვაბი; 4 — ურდული; 5 — საფართოებელი ავზი; 6 — მარეგულირებელი სარქველი; 7 — ცხელი წყალმომარაგების სისტემის თბოგადამცემი; 8 — შემკრები კოლექტორი; 9 — სატალახე; 10 — საციკულაციო ტუმბო.

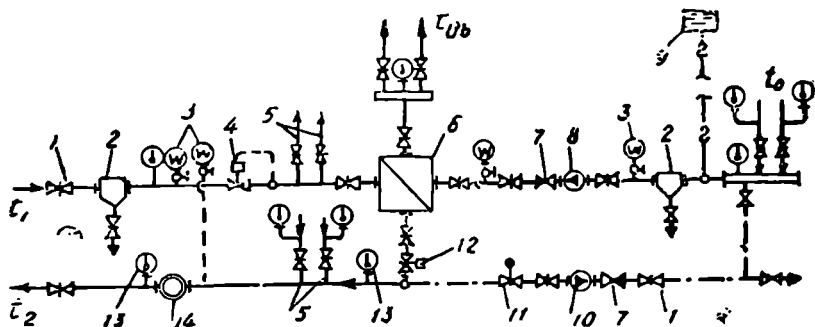
რიფერში). ქვაბი 3 გამოიყენება აგრეთვე გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირებისათვის განკუთვნილი ქვაბებიდან (2) ერთ-ერთის სარეზერვოდ (ნორმალურ პირობებში შემაერთებული ურდული 4 დაკეტილია). ყველა სისტემიდან გაცივებული წყალი იკრიბება ერთ საერთო კოლექტორში და მიეწოდება საციკულაციო ტუმბოს 10. ეს ტუმბო ავითარებს წნევას, რომელიც საჭიროა ადგილობრივი თბომომარაგების ქსელში ჩართული ნებისმიერი სისტემის საციკულაციო რგოლის წინაღობის გადასალახავად, მაგალითად. ცხელი წყალმომარაგების სისტემის საციკულაციო რგოლის წინაღობის გადასალახავად, რომელიც მთლიანად არის ნაჩვენები 6.2 ნახაზზე. ამ რგოლში მიმდევრობით ჩართულია ქვაბები 2 და 3, მარეგულირებელი სარქველი 6, თბოგადამცემი 7. შემკრები კოლექტორი 8 და სატალახე 9. ადგილობრივი თბომომარაგების ასეთ სისტემებში გამოიყენება ერთი საერთო საფართოებელი ჭურჭელი 5, რომელიც მიერთებულია უკუმბაგისტრალზე საციკულაციო ტუმბოსა და შემკრები კოლექტორს შორის.

ცენტრალიზებული თბომომარაგების დროს (თეც-დან ან რაიონული თბოსადგურიდან) გამოიყენება ტუმბოიანი წყლით სათბობი სისტემების სამი ძირითადი სქემა.

პირველი არის წყლით სათბობი ტუმბოიანი სისტემის დამოუკიდებელი სქემა. 6. 1 ბ ნახაზი, რომელიც გარეგულად წააგავს ზემოთ გან-

ხილულ სისტემას, ადგილობრივი თბომომარაგების დროს. ეს განსხვავება იმაში მდგომარეობს, რომ წყალსატბობი ქვაბის ნაცვლად გამოყენებულია თბოგადამცემი 7, ხოლო სისტემის შევსება წარმოებს დეაერირებული წყლით მკვებავი ტუმბოს 8 საშუალებით. სისტემის შევსება დეაერირებული წყლით წარმოებს უკუთბოსადენებიდან 9 (შესაძლებელია სისტემის შევსება მიმწოდებელი თბოსადენიდანაც 10). თბოგადამცემში პირველადი წყალი შერევის გარეშე ათბობს ადგილობრივი სისტემის წყალს $t_{\text{ს}}-$ დან $t_{\text{გ}}$. ტემპერატურამდე. გათბობის სისტემაში წყალი ცედება $t_{\text{გ}}$ -დან $t_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე (ბუნებრივია $t_{\text{გ}} > t_{\text{ს}}$). რომელიც მიეწოდება უკუთბოსადენს 9.

დამოუკიდებელი სქემა გამოიყენება დაბალი ტემპერატურის მქონე გათბობის სისტემებში ($t_{\text{გ}} < t_{\text{ს}}$) ადგილობრივი თბოპიდრავლიკური რეჟიმის შესაქმნელად ცალკეულ შენობებში. ამ სქემის უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ გარე თბოსადენის ავარიის შემთხვევაში შესაძლებელია გათბობის სისტემაში წყლის ცირკულაციის შენარჩუნება. ამ დროს შენობის გათბობა ხორციელდება ადგილობრივი სისტემის წყლის თბოშეცულობის ხარჯზე. წყლით სათბობი სისტემის ადგილობრივი თბური პუნქტის სქემა დამოკიდებული სქემის დროს წარმოდგენილია 6. 3 ნახაზზე. თბოგადამცემის რაოდენობა დამოკიდებულია იმაზე, თუ რამდენ ნაწილად არის დაყოფილი შენობის

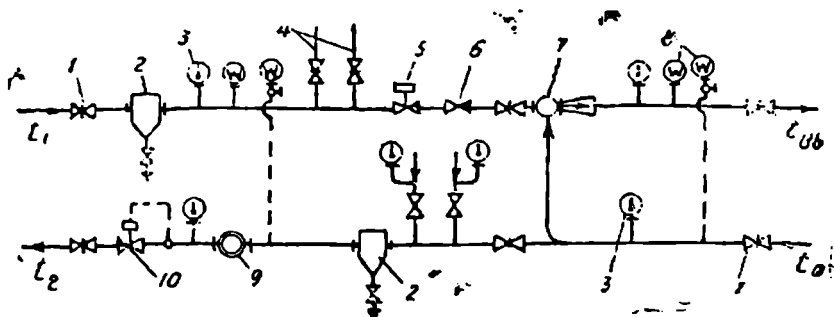


ნახ. 6. 3. წყლით სათბობი ტუმბოიანი დამოუკიდებელი სისტემის ადგილობრივი თბური პუნქტის პრინციპული სქემა:

- 1 — ურდული; 2 — სატალახე; 3 — მანომეტრი; 4 — წნევის რეგულატორი;
- 5 — განშტოებები ვენტილაციის და ცხელი წყალმომარაგების სისტემებისკენ;
- 6 — თბოგადამცემი; 7 — უკუსარკველი; 8 — საცირკულაციო ტუმბო; 9 — საფართოებელი ავზი; 10 — მკვებავი ტუმბო; 11 — სარკველი ელექტროამპრაჟით;
- 12 — მარეგულირებელი სარკველი; — 13 — თერმომეტრი; 14 — თბომზომი.

გათბობის სისტემა. გათბობის ერთიანი სისტემის დროს გამოიყენება არა ნაკლებ ორი თბოგადამცემისა. საციკულაციო ტუმბოს მიერ თბოგადამცემაში და გათბობის სისტემაში მიწოდებული წყლის ხარჯი მუდმივია, ხოლო მაღალტემპერატურული წყლის ხარჯი, რომელიც გარე თბოსადენიდან მიეწოდება თბოგადამცემს, ცვალებადია. მისი რეგულირება წარმოებს გათბობის სისტემის წყლის ტემპერატურის ცვლილების წინასწარდასახული პროგრამის მიხედვით. პერიოდულად მოქმედი მკვებაჟი ტუმბოს მიერ გარე თბოსადენიდან სისტემაში მიწოდებული წყლის ხარჯი დამოკიდებულია სისტემაში წყლის დონეზე ან მის წნევაზე.

მეორე სქემა ცენტრალიზებული თბომომარაგების დროს არის დამოკიდებული სქემა წყლის შერევით (ნახ. 6. 1_კ) ეს სქემა მარტივია როგორც კონსტრუქციულად, ასევე ექსპლუატაციის თვალსაზრისით. ასეთი სისტემის ღირებულება გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე დამოკიდებული სისტემისა, რადგანაც ამ დროს არ გვეჭირდება ისეთი ელემენტები, როგორცაა თბოგადამცემი, საფართოებელი ჰურტკელი და მკვებაჟი ტუმბო. მათი ფუნქციები თბოსადგურში სრულდება ცენტრალიზებულად. ეს სისტემები გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც სისტემაში წყლის ტემპერატურა ნაკლებია გარე თბოსადენის წყლის ტემპერატურაზე ($t_{\text{ს}} < t_1$) და დასაშვებია სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევის გაზრდა, გარე უკუთბოსადენში 9 არსებულ წყლის წნევამდე. ცივი წყალი გათბობის სისტემიდან t_0 ტემპერატურით ერევა გარე თბოსადენის ცხელ წყალს t_1 ტემპერატურით. შემრევი მოწყობილობის საშუალებით და $t_{\text{ს}}$ ტემპერატურით მიეწოდება გათბობის სისტემას. შემრევი მოწყობილობად გამოიყენება შემრევი ტუმბო ან წყალჭავლური ელევატორი. შემრევი ტუმბოს თბური თვალსაზრისით გააჩნია მთელი რიგი უპირატესობები წყალჭავლურ ელევატორთან შედარებით. მას შეუძლია როგორც ხარისხობრივი, ასევე რაოდენობრივი რეგულირება, გარდა ამისა, უზრუნველყოფს გათბობის ადგილობრივ სისტემაში წყლის ცირკულაციას გარე თბოქსელიდან რაიმე მიზეზით წყლის მიწოდების შეწყვეტის შემთხვევაში. შემრევი ტუმბო შეიძლება გამოყენებულ იქნეს გათბობის ისეთ სისტემებში, რომელთაც მაღალი ჰიდრაულიკური წინაღობა გააჩნიათ, მაშინ როდესაც წყალჭავლური ელევატორის გამოყენების შემთხვევაში სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა უნდა შეიზღუდოს. მიუხედავად ამისა, გათბობის სისტემებში ფართო გამოყენება პოვა ელევატორულმა შემრევემა მოწყობილობებმა მათი უტყუარი და უხმაურო მოქმედების გამო.

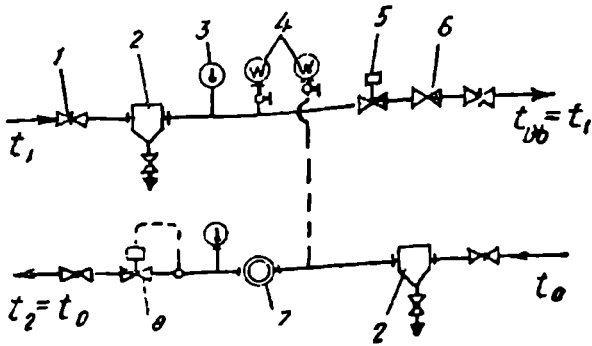


ნახ. 6. 4. წყლით სათბობი სისტემის გარე თბოსადენთან დამოკიდებული მიერთების ადგილობრივი თბური პუნქტის პრინციპული სქემა, როდესაც წყლის შერევა წარმოებს წყალჭავჭავი ელევატორით:
 1 — ურდული, 2 — სატალახე; 3 — თერმომეტრი; 4 — განშტოებები ვენტილაციის და ცხელი წყალმომარაგების სისტემებისა; 5 — მარჯვლირებელი სარქველი; 6 — უეუსარქველი; 7 — წყალჭავჭავი ელევატორი; 8 — მანომეტრი; 9 — თბომომი; 10 — წნევის რეგულატორი.

წყლის შერევა-თ დამოკიდებული სქემის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ შესაძლებელია წყლის პიდროსტატიკური წნევის გაზრდა, რომელიც უკუთბოსადენით გადაეცემა გათბობის სისტემის უკუმაგისტრალს, რამაც შეიძლება გამოიყვანოს მწყობრიდან სათბობი ხელსაწყოები ან მილსადენზე მოწყობილი არმატურა.

6. 4. ნახაზზე ნაჩვენებია გათბობის სისტემის გარე თბოსადენთან მიერთების დამოკიდებული სქემა, როდესაც წყლის შერევის მიზნით გამოიყენებულა წყალჭავჭავი ელევატორი. ამ სქემაზე ნაჩვენებია ძირითადი საკონტროლო-საზომი ხელსაწყოები და არმატურა. რომელიც საჭიროა თბური პუნქტის მოსაწყობად ისეთ შენობებში, სადაც სითბოს მომხმარებლებს გათბობის სისტემის გარდა წარმოადგენენ ვენტილაციის და ცხელი წყალმომარაგების სისტემები. როგორც 6.4 ნახაზიდან ჩანს, მაღალტემპერატურაიანი წყლის მიმწოდებელ ხაზზე. განსხვავებით წინა სქემისა (ნახ. 6. 3) დაყენებულა ხარჯის რეგულატორი 5, რომლის დანიშნულებაა სისტემაში წყლის ხარჯის სტაბილიზაცია ვენტილაციის და ცხელწყალმომარაგების სისტემების მიერ (განშტოება 4) წყლის არათანაბარი ართმევის შემთხვევაში. გაცივებული წყლის ხაზზე კი მოწყობილია წნევის რეგულატორი 10, რომლის დანიშნულებაა საჭირო წნევის შენარჩუნება ამ რეგულატორამდე ანუ გათბობის ადგილობრივ სისტემაში.

მესამე არის წყლით სათბობი სისტემის დამოუკიდებელი, პირდაპირი დინების სქემა (ნახ. 6. 1 დ). ასეთი სისტემიდან გამორიცხუ-



ნახ. 6. 5. წყლით სავსე სისტემის გარე თბოსადენებით ან დამოკიდებული პირდაპირი დინების მიერთების ადგილობრივი თბური პუნქტის პრინციპული სქემა:
 1 — ურთულავი; 2 — სატალახე; 3 — თერმომეტრი; 4 — მანომეტრი; 5 — მარეგულირებელი სარქველი; 6 — უკუსარქველი; 7 — თბომზომი; 8 — წნევის რეგულატორი.

ღია ისეთი ძირითადი ელემენტები, როგორცაა თბოგადამცემი, შემრევი დანადგარი, საციკრულაციო და მკვებავი ტუმბო და საფართოებელი ჭურჭელი. ეს სქემა გამოიყენება მაშინ, როდესაც ვათბობის ადგილობრივ სისტემაში დასაშვებია მაღალი პიდროსტატიკური წნევა და მაღალტემპერატურიანი წყლის შეშვება ($t_{ub} = t_1$). ეს სისტემა კონსტრუქციულად მარტივია და გაცილებით იაფი. ამ სისტემის ურყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ შეუძლებელია ადგილობრივი ხარისხობრივი რეგულირება. ამ დროს შენობის თბური რეჟიმი დამოკიდებულია გარე თბოსადენში წყლის ტემპერატურაზე. მესამე სქემის გამოყენების დროს შენობათა გასათბობად შენობის სიმაღლე შეზღუდულია, რაც განპირობებულია იმით, რომ სისტემაში შენარჩუნებულ იქნეს გაცილებით მაღალი პიდროსტატიკური წნევა, რათა გამორიცხულ იქნეს მასში წყლის ადუღების შესაძლებლობა.

დამოკიდებული პირდაპირი დინების სქემის გამოყენების დროს ადგილობრივი თბური პუნქტის სქემა ნაჩვენებია 6. 5 ნახაზზე. სისტემაში წყლის ხარჯის და ტემპერატურის რეგულირება წარმოებს მარეგულირებელი სარქველის 5 საშუალებით, ხოლო მისი შემოწმება ხდება თბომზომის 7 და თერმომეტრის 3 საშუალებით. პიდროსტატიკური და საციკრულაციო წნევების შემოწმება წარმოებს მანომეტრის 4 საშუალებით, ხოლო საჭირო წნევის შენარჩუნება ხდება წნევის რეგულატორით 8.

ცენტრალიზებული თბომომარაგების დროს როგორც დამოკიდებული. აავე დამოუკიდებელ გათბობის სისტემებში ცირკულირებს დეაერირებული წყალი. ეს გარემოება კი აადვილებს სისტემის ექსპლუატაციას. (ასეთი სისტემებიდან ჰაერის გაყვანა ფაქტიურად ხორციელდება მხოლოდ მონტაჟის ან რემონტის შემდეგ სისტემის გაშვების პერიოდში) და ზრდის სისტემის ექსპლუატაციის ხანგრძლივობას.

ყველა შემთხვევაში განხილულ სისტემებში წყლის იძულებითი ცირკულაციის მიზნით გამოიყენება ტუმბო. პირველი ორი სქემის შემთხვევაში ტუმბო იდგმება უშუალოდ გათბობის ადგილობრივი სისტემის უკუმაგისტრალზე. დამოკიდებულ სქემებში კი (მესამე და მეოთხე სქემა) საცირკულაციო ტუმბო მოთავსებულია თბოსადგურში. ეს ტუმბო აერთარებს წნევას, რომელიც საჭიროა როგორც გარე თბოსადგენის, ასევე გათბობის ადგილობრივი სისტემის წინაღობის გადასალახავად. დამოკიდებულ სქემებში გამოყენებული შემრევი ტუმბო უწყვეს ერთგვარ დახმარებას თბოსადგურში მოთავსებულ საცირკულაციო ტუმბოში.

§ 6. 2. სათბობი ხელსაწყოები და მათდამი წააქნეული მოთხოვნები

წყლის და ორთქლის სათბობი სისტემების ერთ-ერთ ძირითად ელემენტს წარმოადგენს სათბობი ხელსაწყოები, რომელთა დანიშნულებაა თბომომცველის მიერ აკუმულირებული სითბო გადასცეს სათავსის ჰაერს.

სათბობი ხელსაწყოების სახეები და კონსტრუქციები მრავალნაირია. სათბობი ხელსაწყოები მზადდება თუჩისაგან, ფოლადისაგან, მინისაგან, ბეტონისაგან, ფაიფურისაგან და სხვ. განასხვავებენ სხვადასხვა ფორმის და ზომის სათბობ ხელსაწყოებს. ხელსაწყოები შეიძლება დამზადდეს ცალკეული სექციებისა და ელემენტებისაგან. მათში შეიძლება მიწოდებულ იქნეს სხვადასხვა პარამეტრების თბომომცველები.

სათბობ ხელსაწყოებს წაყვებნათ მთელი რიგი კონსტრუქციული და საექსპლუატაციო მოთხოვნები, რომელთაგან აღსანიშნავია: თბოტექნიკური, ეკონომიკური, არქიტექტურულ-სამშენებლო, სანიტარიული-ჰიგიენური და საწარმოო-სანონტაჟო მოთხოვნები.

თ ბ ო ტ ე ქ ნ ი კ უ რ ი მოთხოვნები გამოიხატება იმით, რომ სათბობმა ხელსაწყომ გადასცეს სათავსის ჰაერს რაც შეიძლება მეტი სითბოს რაოდენობა. სათავსში კომფორტული ტემპერატურული რეჟიმის დამყარების მიზნით სათბობმა ხელსაწყომ უნდა შესძლოს სათავსის მუშა ზონის გათბობა:

ამ მოთხოვნების დასამყარებლად საჭიროა სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტი იყოს $9 \div 10$ ვტ/მ² °K-ის ტოლი.

თანამედროვე სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა მერყეობს $15 \div 17$ ვტ/მ² °K-ის ფარგლებში.

ეკონომიკური მოთხოვნები გამოიხატება იმით, რომ სათბობ ხელსაწყოებს ჰქონდეთ მინიმალური საქარხნო ღირებულება და მათ დასამზადებლად ლითონის ხარჯი იყოს მინიმალური.

სათბობი ხელსაწყოების დასამზადებლად საჭირო ლითონის ხარჯის შეფასება წარმოებს სათბობი ხელსაწყოს ლითონის თბური დაძაბულობის მაჩვენებლით. ეს მაჩვენებელი წარმოადგენს 1°K ტემპერატურული სხვაობის დროს თბური ნაკადის ფარდობას ხელსაწყოს ლითონის მასასთან.

აღნიშნოთ ხელსაწყოს ლითონის მასა $G_{\text{ლით}}$ -ით, ხოლო თბო-
შემცველიდან სათავისის ჰაერისადმი გადაცემული სითბოს რაოდენობა — $Q_{\text{ხელ}}$ -ით, მაშინ ხელსაწყოს თბური დაძაბულობის მაჩვენებელი იქნება

$$M = \frac{Q_{\text{ხელ}}}{G_{\text{ლით}} \Delta t} \text{ ვტ/კგ}^\circ\text{C}, \quad (6.1)$$

სადაც Δt არის ტემპერატურული სხვაობა.

როგორც (6.1) ფორმულიდან ჩანს, რაც უფრო დიდია M , მით უფრო ეკონომიკურია ხელსაწყო ლითონის ხარჯის თვალსაზრისით. თანამედროვე სათბობი ხელსაწყოებისათვის $M = 0,19 \div 1,6$ ვტ/კგ °C.

არქიტექტურულ-სამშენებლო მოთხოვნები ითვალისწინებენ იმ გარემობას, რომ სათბობმა ხელსაწყოებმა სათავსში დაიკავონ მცირე ფართობი. გარდა ამისა, ისინი უნდა იყვნენ კომპაქტური და მათი ფორმა და ფერი უნდა შეესაბამებოდეს სათავისის საერთო ხედს.

სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნების მიხედვით სამოქალაქო შენობებში დაყენებული ხელსაწყოების ზედაპირის ტემპერატურა უნდა იყოს იმ ფარგლებში, რომ მათზე არ მოხდეს დაღეჟილი მტვრის აქროლება და ამის შედეგად ნახშირჟანგის გამოყოფა. გარდა ამისა, ხელსაწყოებს უნდა ჰქონდეთ გლუვი ზედაპირი, რომ ადვილად გაიწმინდოს მტვრისაგან.

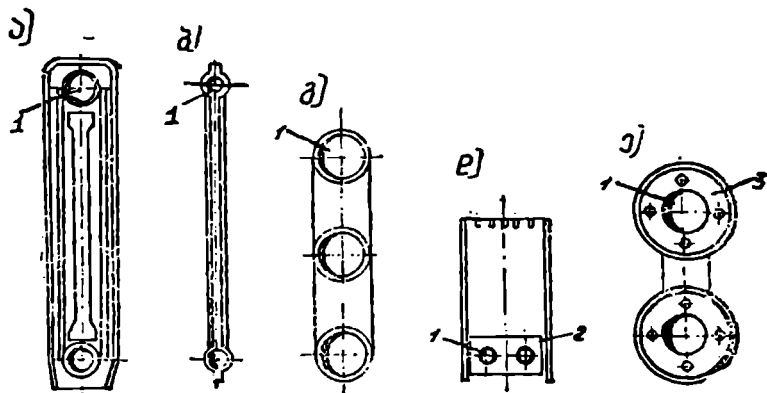
საწარმო-სამონტაჟო მოთხოვნები ითვალისწინებენ შრომის ნაყოფიერების გაზრდას ხელსაწყოების დამზადების და მონტაჟის დროს. ხელსაწყოების კონსტრუქციები უნდა იყოს მასობრივი წარმოების, გვაძლევდეს დამზადების დროს ავტომატიზაციის და მექანიზაციის საშუალებებს, ადვილი იყოს მათი მიერთება მილსადენთან და დამაგრება შემომზღულ კონსტრუქციებზე.

ყველა ზემოთ ჩამოთვლილი მოთხოვნების ერთდროულად დაკმაყოფილება შეუძლებელია. ამიტომ წარმოება უშვებს სხვადასხვა სახის სათბობ ხელსაწყოებს, რომლებიც ზემოთ ჩამოთვლილ მოთხოვნებს აკმაყოფილებენ მეტ-ნაკლებად.

§ 6. 6. სათბობი ხელსაწყოების ძირითადი სახეობი

სათბობი ხელსაწყოები მზადდება გლუვი ან გაწიბოვებული ზედაპირებით. ძირითადად გვაქვს ხუთი სახის სათბობი ხელსაწყო, ესენია: სექციური რადიატორები, პანელური რადიატორები, გლუვი-მილიანი ხელსაწყოები, კონვექტორები და წიბოვანი მილები. სათბობი ხელსაწყოების ეს ძირითადი სახეები ნაჩვენებია 6. 6. ნახაზზე. ჩამოთვლილი ხელსაწყოები გამოიყენება წყლის და ორთქლის სათბობ სისტემებში. ჰაერით სათბობ სისტემებში გამოიყენება აგრეთვე კალორიფერები, რომლებიც მზადდება გაწიბოვებული ზედაპირით.

სათბობი ხელსაწყოების დასამზადებლად გამოყენებული მასალების მიხედვით ხელსაწყოები შეიძლება იყოს ლითონის, კომბინირებული და არალითონის. ლითონის სათბობი ხელსაწყოები ძირითადად მზადდება რუხი თუჩისაგან ან ფოლადისაგან. კომბინირებულ სათბობ ხელსაწყოებად გამოიყენება კარგი თბოგამტარი (ბეტონი, კერამიკა) მასალები, რომელთა სიზრქეში აწყობენ ფოლადის ან თუჩის სახურებელ ელემენტებს (პანელური რადიატორები) ან გაწიბოვებუ-



ნახ. 6. 6. სხვადასხვა სახის სათბობი ხელსაწყოების სქემები:

- ა — სექციური რადიატორი; ბ — ფოლადის პანელური რადიატორი; გ — სამი მილისაგან შემდგარი გლუვიმილიანი ხელსაწყო; დ — კონვექტორი გარსაცმით; ე — ხელსაწყო ორი წიბოვანი მილისაგან; 1 — არხი თბოშემცველისათვის; 2 — ფირფიტა; 3 — წიბო.

ლი მილები, რომლებიც მოთავსებულია არალითონურ გარსაცმში (კონვექტორები).

არალითონის სათბობ ხელსაწყოებს მიეკუთვნება ბეტონის პანელური რადიატორები, რომელთა სიზრქეში შეიძლება მოთავსებული იქნეს პლასტმასის მილები. შესაძლებელია აგრეთვე გვერდის კერამიკის, პლასტმასის ან სხვა მასალებისაგან დამზადებული რადიატორები. სათბობი ხელსაწყოების უკანასკნელი სახე ჯერჯერობით არ არის გავრცელებული.

სიმაღლის მიხედვით სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება იყოს: მაღალი (650 მმ-ზე მეტი), საშუალო (400—650 მმ) და დაბალი (200—400 მმ). 200 მმ-ზე ნაკლები სიმაღლის მქონე ხელსაწყოებს ეწოდებათ პლინტუსური სათბობი ხელსაწყოები.

თბური ინერციის სიდიდის მიხედვით ხელსაწყოები შეიძლება იყოს მცირე და დიდი ინერციის. მცირე თბური ინერციის სათბობ ხელსაწყოებს გააჩნიათ ნაკლები მასა და მოცულობა. ასეთი ხელსაწყოების თბოგაცემის ცვლილება წარმოებს სწრაფად მასში მიწოდებული თბოშემცველის რაოდენობის ცვლილების დროს, მცირე თბური ინერციის მქონე ხელსაწყოებს წარმოადგენენ კონვექტორები. დიდი თბური ინერციის ხელსაწყოებს გააჩნიათ დიდი მასა და თბოშემცველის დიდი ტევადობა. დიდი თბური ინერცია ახასიათებს ბეტონის და სექციურ რადიატორებს. ხელსაწყოში მიწოდებული თბოშემცველის რაოდენობის ცვლილებისას მათი თბოგაცემა იცვლება ნელა.

6. 1 ცხრილში ნაჩვენებია სამამულო წარმოების მიერ გამოშვებული ძირითადი სათბობი ხელსაწყოების (რადიატორები და კონვექტორები) ტექნიკური მახასიათებლები.

6. 2 ცხრილში ნაჩვენებია სათბობი ხელსაწყოების თბოტექნიკური მაჩვენებლები (თბოგადაცემის კოეფიციენტი და ფარდობითი ეფექტურობა). ამავე ცხრილში ნაჩვენებია ხელსაწყოების სხვა მაჩვენებლები (პლუსი — დადებითი, მინუსი — უარყოფითი, ორი პლუსი გვიჩვენებს მოცემული ხელსაწყოს ძირითად უპირატესობას სხვა ხელსაწყოებთან შედარებით).

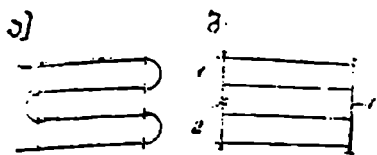
სათბობი ხელსაწყოების დასამზადებლად იხარჯება დიდი რაოდენობის ლითონი. ასე, მაგალითად, წყლის გათბობის რადიატორულ სისტემებში ლითონის ხარჯი ხელსაწყოებზე შეადგენს მთელი სისტემის დასამზადებლად საჭირო ლითონის ხარჯის 60—80%-ს. სათბობი ხელსაწყოებს დასამზადებლად საჭირო ლითონის ხარჯის შეფასება წარმოებს ხელსაწყოს თბური დაძაბულობის მაჩვენებლით (ფორმულა 6. 1)

რადიატორებს და კონვექტორების ტექნიკური მახასიათებლები.

ხელსაწყოს ტიპი	მარკა	მუშა წნევა, მპა			გამოყენების ძირითადი სფერო
		15 მპა	იდვალობრივი წნელობის კონსტრუქციის მქონე ტიპის და მტრისა		
			20 მპა		
თუჯის სექციური რადიატორი	M, MC, PD	0,6	1,3	1,4	MC — გაზრდილი ჰიგენური მოთხოვნების დროს
ფოლადის პანელური რადიატორი: სვეტური კლავნილა	PCB PCI-1 PI-G-2	0,6 0,6 0,6	0,6 2,2 0,9	2,0 7,4 3,0	იგივე მხოლოდ დეაერირებული წყლის გამოყენების შემთხვევაში, არააგრესიულ საპაერო არეში
კონვექტორი „კომფორტი-20“	KH 20-K KH 20-II	1,0	1,6 0,9	5,4 3,0	საცხოვრებელ და საზოგადოებრივ შენობებში
კონვექტორი „რიომი“ გასასვლელი	KO 20-3,75 KO 20-2,4 KO 20-1,6	1,0	1,7 1,1 0,8	5,7 3,8 2,6	საზოგადოებრივი შენობების მსხვილ სათავსებში
კონვექტორი „აკორდი“	KA-K KA-II K2A-K	1,0	1,5 1,2 3,2	4,9 3,9 10,7	სამრეწველო შენობების საუფაცხოვრებო და დამსპარე სათავსებში
კონვექტორი მაღალი გარსაყვით	KB-20	1,0	13,5	45,0	კიბის უჯრედებში

საბზო ბელსაწულები მატენებლები

საბზო ბელსაწულის ტიპი	ბელსაწულები წაუენებელი მოხობენები									
	თბოტექნიკური		ეკონომიკური		არქიტექტურულ-სამშენებლო		სინტაქსულ-ქვეყნული	საწარმო-სამონტაჟი		
	საქმე/ტექნიკური	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა	ფუნქციონირების ხანგრძლივობა
ბაღდატობი:										
თუქის სექტორი	9,1-10,6	1,35-მდე	-	-	+	+	-	-	-	-
ფოლადის პანელური	10,5-11,5	1,7-მდე	+	+	-	+	+	+	+	+
ბეტონის პანელური	7,5-11,6	~ 1,0	+	+	-	+	+	+	+	+
ბლუმბოლიანი ბელსაწუ	10,5-14,0	1,8 მდე	-	-	-	-	-	-	-	-
კონკრეტი	4,7-7,0	< 1,0	+	+	-	+	+	+	+	+
გარსაგბის გარეშე	4,7-5,8	0,55 - 0,69	+	+	-	+	+	+	+	+
გარსაგბით	9,0-35	> 1,0	+	+	-	+	+	+	+	+
წიბოვანი მილი										
კალორიფერი										



ნახ. 6. 7. გლუვი მილებისაგან შედგენილი კლანქილა (ა) და რეგისტრი (ბ):
r — სეჯტი; 2 — სახშობი.

განვიხილოთ სათბობი ხელსაწყოების ცალკეული სახეები. გლუვი მილიანი ხელსაწყოები წარმოადგენენ სათბობი ხელსაწყოების უმარტივეს სახეს. $d = 32 \div 100$ მმ დიამეტრის გლუვი მილებისაგან

მზადდება კლანქილები ან რეგისტრები (ნახ. 6. 7). ამ ხელსაწყოებს გააჩნიათ მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტი, სითბოს დიდ ნაწილს გადასცემენ კონვექციით, უილებენ მაღალ წნევას (1,5—2 მპა-მდე), ადვილად იწმინდება მტერისაგან. ამ ხელსაწყოების უარყოფითი მხარეა ის, რომ იკავებენ დიდ ადგილს სათავსში, გარდა ამისა. ის ხელსაწყოები ძვირია ლითონის დიდი ხარჯის გამო. გლუვი მილებიანი ხელსაწყოები ძირითადად გამოიყენება მტერიან სათავსებში. გლუვი მილები გამოიყენება აგრეთვე სამრეწველო შენობების შექმნის ფარგლებში შეთბობის მიზნით.

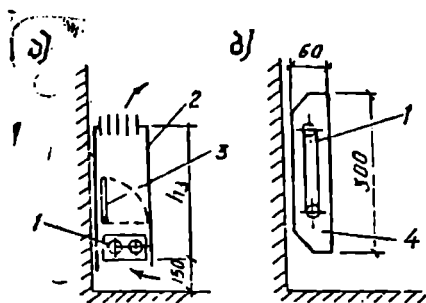
რადიატორები სათბობი ხელსაწყოების ყველაზე უფრო გაჯერებული სახეა. რადიატორებს აქვთ კარგი თბოტექნიკური და სანიტარიულ-ჰიგიენური მაჩვენებლები. ეს ხელსაწყოები სითბოს მნიშვნელოვან ნაწილს (25—30%) გასცემენ გამოსხივებით (რადიაციით). რადიატორები შეიძლება იყოს თუჯის — სექციური ან ლითონის — პანელური. თუჯის რადიატორების აკრება წარმოებს ცალკეული სექციებისაგან. ეს კი გვაძლევს საშუალებას დავემზადოთ ნებისმიერი ხერხების ფართობის მქონე ხელსაწყო.

თუჯის რადიატორები, ისევე როგორც თუჯისაგან დამზადებული სხვა სათბობი ხელსაწყოები, უძლებენ 0,6 მპა წნევას.

ფოლადის პანელურ რადიატორებს გააჩნიათ კარგი არქიტექტურულ-სამშენებლო მაჩვენებლები, განსაკუთრებით იმ შენობებში, რომლებიც აგებულია მსხვილი სამშენებლო ელემენტებით. ეს ხელსაწყოები დასამზადებლად ადვილია, ადვილად იწმინდება მტერისაგან. ამ ხელსაწყოებს აქვთ შედარებით მცირე თბოგადაცემის ზედაპირი, რაც ხშირად გვაიძულებს დავაყენოთ ეს ხელსაწყოები ორ რიგად ერთმანეთისაგან 40 მმ-ის დაშორებით. ამ დროს ხელსაწყოს თბოგაცემა მცირდება 15%-ით და ძნელდება პანელებს შორის სივრცის მტერისაგან გაწმენდა.

ბეტონის სათბობი პანელები — გააჩნიათ მაღალი თბოტექნიკური (სანიტარიულ-ჰიგიენური, არქიტექტურულ-სამშენებ-

ლო და სხვა) მაჩვენებლები. ეს ხელსაწყოები ხასიათდებიან ლითონის მაღალი თბური დაძაბულობით. ბეტონის სათბობი პანელები ზაფხულში შეიძლება გამოყენებულ იქნეს შერიათა გავრილების მიზნით. ბეტონის სათბობი პანელებს უარყოფით მხარეს შეადგენს მათი მაღალი თბური ინერცია, რაც ართულებს



ნახ. 6. 8. გარსაცმინი (ა) და უგარსაცმო (ბ) კონვექტორების სქემები:

1 — სახურებელი ელემენტი; 2 — გარსაცმი; 3 — საპერო სარკველი; 4 — მილის გაწობენება სიმაღლით 300 მმ და სიღრმით 60 მმ.

სათაგსში მათი აბოგაცემის რეგულირებას. მაღალი თბური ინერცია გამო, ბეტონის სათბობი პანელებს გამოყენება ჩვენი ქვეყნის სამხრეთ რაიონებში შეუძლებელია.

თუჯის წიბოვანი მილები — საკმაოდ გავრცელებულ ხელსაწყოებს წარმოადგენენ. თუჯის მილებზე მოწყობილი წიბოები ზრდიან ხელსაწყო სხურების ფართობს. ამ ხელსაწყოებს გააჩნიათ დაბალი სანიტარიულ-ჰიგიენური (ძნელია მტერისაგან გაწმენდა) და არქიტექტურულ-სამშენებლო მაჩვენებლები.

კონვექტორები წარმოადგენენ 15—20 მმ დიამეტრის მქონე ფოლადის მილებს, მათზე მოწყობილი ფირფიტოვანი გაწიბოვნებით. კონვექტორები შეიძლება იყოს მოთავსებული გარსაცმში ან გარსაცმის გარეშე (ნახ. 6. 8).

კონვექტორებს გააჩნიათ დაბალი თბოტექნიკური მაჩვენებლები, შიუხედავად ამისა, მათი წარმოება იზრდება. ეს კი განპირობებულია მათი დამზადების და მონტაჟის სიმარტივით, კონვექტორების დასამზადებლად შედარებით ნაკლებია ლითონის ხარჯი, რაც იწვევს ლითონის თბური დაძაბულობის გაზრდას ($M = 0,8 \div 1,3$ ვრ/კგ °C).

კონვექტორების თბოგაცემა იზრდება გარსაცმის სიმაღლის გაზრდისას. ასე, მაგალითად, გარსაცმის სიმაღლის გაზრდისას 250-დან 600 მმ-მდე კონსტრუქციების თბოგაცემა იზრდება 20%-ით. კონვექტორების თბოგაცემა კიდევ უფრო იზრდება მათი ზედაპირთან პერის იძულებითი მოძრაობის შეძობევაში, იძულებითი მოძრაობის შესაქმნელად კონვექტორის გარსაცმში ეწყობა სპეციალური კონსტრუქციის ვენტილატორი.

გარსაცმის გარეშე დამზადებულ კონვექტორებს მთელი რიგი უპირატესობები აქვთ გარსაცმიან კონვექტორებთან შედარებით: იკავებენ ნაკლებ ადგილს სათავსში (სამშენებლო სიღრმე 60—70 მმ-ია). ფანჯრის და გარე კედლის გასწვრივ იატაკთან განლაგებისას ამცირებენ თბური დისკომფორტის ზონას. თბოგაცემის გაზრდის მიზნით კონვექტორებს სიმაღლეზე ორ რიგად აწყობენ. ეს კი მათ გარეგან შესახედაობას აუარესებს. გარსაცმის გარეშე კონვექტორების გამოყენება დაუშვებელია საბავშვო დაწესებულებებში, საავადმყოფოებში, სამშობიარო სახლებში და იმ შენობებში, რომელთაც გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები წაეყენებათ. სხვადასხვა ტიპის სათბობი ხელსაწყოების თბოტექნიკური მახასიათებლების ურთიერთ-შედარების მიზნით 6. 3 ცხრილში მოცემულია 1 მეტრი სიგრძის სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა. ეს მონაცემები ეთანადება ერთნაირ თბოპიძრაველიკურ პირობებს, სახელდობრ: როდესაც საშუალო ტემპერატურული სხვაობაა 64,5°C, ხოლო თბოშემცველის ხარჯი 300 კგ/სთ. 6. 3 ცხრილის მონაცემები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს კონკრეტული სათბობი ხელსაწყო სიგრძის და ელემენტების რიცხვის წინასწარ დადგენის მიზნით ცნობილი თბური დატვირთვის მი-
ქედით.

როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, მაღალი თბოგაცემით ხასიათდებიან რადიატორები (განსაკუთრებით, რომელთა სიღრმეც 140 მმ-ია) და კონვექტორები გარსაცმით. ყველაზე მცირე თბოგაცემა ახასიათებთ გლუვ მილებს და კონვექტორებს გარსაცმის გარეშე.

ცხრილი 6. 3

1 გრძ. მ. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა, როდესაც $\Delta t_{\text{საშ}} = 64,5^{\circ}\text{C}$,
ხოლო წყლის ხარჯი ტოლია 300 კგ/სთ

სათბობი ხელსაწყო	ხელსაწყო სიღრმე, მმ	1 მეტრ-ის სიგრძე, მმ	თბოგაცემა გვ	წყლის ხარ- ჯი კგ/სთ
1	2	3	4	5
თუქის სექციური რადიატორი:				
M 140—AO	140	277	1942	35
M 140—AO—300	140	477	1210	35
M — 90	90	372	1448	35
PД — 90C	90	353	1524	35
MC — 90	90	387	1590	85

1	2	3	4	5
ფოლადის პანელური რადიატორები:				
PCB—1—500 ერთეული (M3—500)	18	625	864	35
PCB — 1 — 500 შეწყვილებული (2 M3 — 500)	78	368	1465	35
PCF — 1 — 500 ერთეული (3C—11)	21	515	1024	22
PCF — 1 — 500 შეწყვილებული (3C — 21)	101	563	1808	22
კლანჩილა ერთეული (KЛТ)	28	800	657	190
იგივე შეწყვილებული (2 KЛТ)	107	471	1116	190
გლუმბილიანი რეგისტრი ოთხი მილისა- გან, დიამეტრით:				
Dy = 32 მმ	42	1 40	453	—
Dy = 100 მმ	108	455	855	—
კონვექტორი გარსაცმის გარეშე პლინ- ტუსური:				
15 КП ერთიგანი	60	2175	247	35
20 КП ერთიგანი	70	1755	331	47
20 КП სამრიგანი	70	585	900	47
ЛТ — 10 ერთიგანი თუჯის	78	1230	409	300
გარსაცმიანი კონვექტორი „რიტმი“ (KO — 20) იატაკის	180	417	1 14	30)
გარსაცმიანი კონვექტორი „კომფორტ“ ორმილოვანი H — 1 კედლის, (ფირ- ფიტების ბიჯი, 7,5 მმ)	62	935	543	300
H—5 იატაკის (ფირფიტების ბიჯი, 7,5 მმ)	124	720	701	300
H—6 იატაკის (ფირფიტების ბიჯი, 5 მმ)	123	574	879	30)
H—9 იატაკის (ფირფიტების ბიჯი, 5 მმ)	134	517	980	300
გარსაცმიანი კონვექტორი „კომფორტი“ ორმილოვანი (ფირფიტების ბიჯი, 7,5 მმ)	123	435	1163	300
გარსაცმიანი კონვექტორი „კომფორ- ტი“ — 20“ (KH—20) ორმილოვანი, კედლის:				
500 (ფირფიტების ბიჯი, 10 მმ)	160	632	801	300
1000 (ფირფიტების ბიჯი, 5 მმ)	160	380	1334	300
წიბოვანი მილი, თუჯის, მრგვალი წი- ბოებით	175	725	865	35

* სათბობ ხელსაწყოში წყლის ის ხარჯი, რომელიც საჭიროა 506 ვტ სითბოს გადასაცემად 1 მ² ეკვივალენტური ზედაპირიდან (სექციური და პანელურ-სექციური რადიატორებისათვის) — 1012 ვტ 2 მ² ეკვივალენტური ზედაპირიდან).

სათბობი ხელსაწყოთა შერჩევის დროს მხედველობაში მიიღება სათავსოს დანიშნულება, მისი არქიტექტურულ-ტექნოლოგიური დაგეგმარება, სათავსოს საექსპლუატაციო თბური რეჟიმი, გათბობის სისტემის ტიპი. სათავსოს სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები და ხელსაწყოთა ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები.

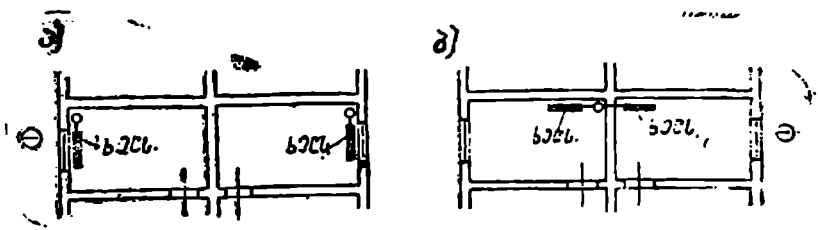
მესადასტურებელია შერჩევა მოხდეს რამდენიმე სახის სათბობი ხელსაწყოთა ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების ურთიერთშედარების საფუძველზე.

სათბობი ხელსაწყოების შერჩევის დროს საჭიროა ვიხელმძღვანელოთ შემდეგი ზოგადი მოსაზრებებით: თუ სათავსოს წაყენება გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნები, სათბობი ხელსაწყო უნდა იყოს გლუვზედაპირიანი. გლუვი ზედაპირი კი, როგორც ცნობილია გაჩნდათ სათბობ პანელებს, რადიატორებს და გლუვ მილებს. ამ ხელსაწყოებთან განსაკუთრებით მაღალი სანიტარიულ-ჰიგიენური მაჩვენებლებით ხასიათდებიან ბეტონის პანელები.

წარმალური სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების მქონე სათავსოებში შეიძლება გამოყენებულ იქნეს გლუვი ან გაწიბოვებული ზედაპირების მქონე ხელსაწყოები. სამოქალაქო დანიშნულების შენობებში უმთავრესად გამოიყენება რადიატორები და კონვექტორები, სამრეწველოში კი რადიატორები და წიბოვანი მილები, როგორც უფრო კომპაქტური ხელსაწყოები.

მაღალი სანიტარიული მოთხოვნების მქონე შენობებში ან იმ სათავსოებში, სადაც აღამიანებს მცირე ხნით უხდებთ ყოფნა, შეიძლება გამოქვეყნებულ იქნეს ნებისმიერი სათბობი ხელსაწყო. ამ დროს უპირატესობა ენიჭება ხელსაწყოებს, რომელთაც მაღალი ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები აქვთ.

თბური კომფორტის თვალსაზრისით უპირატესობა ენიჭებათ იატაკის სათბობ პანელებს. თბილი იატაკი (24° C-მდე) თანაბრად ათბობს სათავსოს და იწვევს ჰაერის სუსტ ცირკულაციას. ამ დროს გამოირჩეულია სათავსოს ზედა ზონის გადახურება. თბილი იატაკის მოწყობა ძვირია, და შრომატევადი. ამიტომ უმეტეს შემთხვევაში მიზანშეწონილია ვერტიკალური სათბობი ხელსაწყოების დაყენება სათავსოში. ვერტიკალური სათბობი ხელსაწყოების განლაგება უმთავრესად წარმოებს შემინული ზედაპირების (ფანჯრები, ვიტრინები) ქვეშ. ფანჯრის ქვეშ სათბობი ხელსაწყოთა განლაგებისას ხელსაწყოთა (ნახ. 6. 9 ა) და ფანჯრის ღიობის ვერტიკალური ღერძები ერთმანეთს უნდა ემთხვეოდეს (დასაშვებია გადახრა არა უმეტეს 50 მმ). საცხოვრებელ სახლებში, სასტუმროებში, საერთო საცხოვრებლებში და სამ-

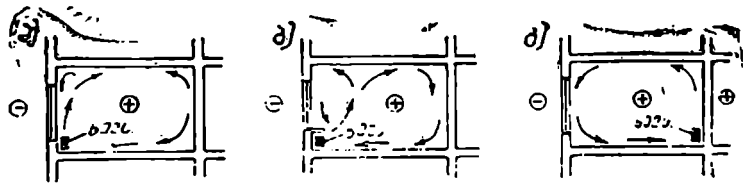


ნახ. 6.9. სათბობი ხელსაწყოების განლაგება სათავსებში ფანჯრების ქვეშ (ა) და შიგა კედლებთან (ბ).

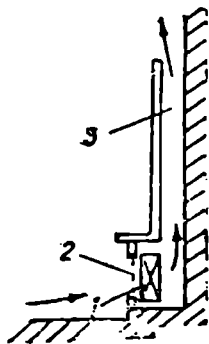
რეწველო საწარმოების დამხმარე შენობებში დასაშვებია ხელსაწყოთა გადაადგილება ფანჯრის ღიობის ღერძიდან. სათავსის ინტერიერის შესაბამისად გარე კედლებთან ხელსაწყოების განლაგება რწვევს ამ კედლების ქვედა ნაწილში ტემპერატურის გაზრდას. რაც ამცირებს ადამიანების რადიაციული გაცივების შესაძლებლობას. თბური ქველი, რომელიც წარმოიშობა სათბობ ხელსაწყოებთან, მიმართულია ვერტიკალურად ზევით. ეს კი გამოიხატავს ცივ ზედაპირთან წარმოშობილი ჰაერის ნაკადის შექრას სათავსის მუშა ზონაში (ნახ. 6. 10).

სამხრეთ რაიონებში, სადაც ზამთარი მოკლეა და შედარებით თბილი, სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება განლაგდეს შიგა კედლებთან. ხელსაწყოების ასეთი განლაგება დასაშვებია აგრეთვე ჩვენი ქვეყნის შუა ზოლში მდებარე იმ შენობათა სათავსებისათვის, რომლებშიც ადამიანებს ყოფნა უხდებთ მცირე ხნით ან თუ სამუშაო ადგილები საკმაო მანძილთაა დაცილებული გარე შემოშლული კონსტრუქციებიდან. ამ დროს მცირდება თბოსადენის სიგრძე და იზრდება ხელსაწყოების თბოგადაცემა (დაახლოებით 7%-ით). შიგა კედლებთან ხელსაწყოების განლაგების დროს სათავსში, იატაკთან, ადგილი აქვს ცივი ჰაერის არასასურველ ცირკულაციას.

ვერტიკალური სათბობი ხელსაწყო, რაც შეიძლება ახლოს უნდა განვალაგოთ იატაკთან (მინიმალური მანძილი იატაკიდან ხელსაწყომ-



ნახ. 6. 10. სათავსში ჰაერის ცირკულაციის სქემები, როდესაც სათბობი ხელსაწყო განლაგებულია ფანჯრის ქვეშ რაფის გარეშე (ა), ფანჯრის ქვეშ რაფით (ბ) და შიგა კედლებთან (გ).



ნახ. 6. 11. სარეცირკულაციო პაერშემთბობის სქემა:

1 — ფირფიტოვანი კალორიფერი; 2 — დეკორატიული გისოსი; 3 — ცხელი პაერის არხი.

ამ დროს პაერის ცივი ნაკადი ხელსაწყოების ორივე მხარეზე ეშვება დაბლა მუშა ზონაში და იწვევს პაერის „შებერვის“ არასასიამოვნო შეგრძნებას სათავსში მჯდომარე ადამიანებისათვის. ეს ხელსაწყოები მიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნეს მაღალ სათავსებში. მაღალი სათავსების (6 მ და მეტი) გათბობის დროს, განსაკუთრებით მაშინ, თუ ზემო ნაწილში მოთავსებულია შემინული ზედაპირები, ხელსაწყოების ნაწილი (მთლიანი რაოდენობის 1/4-დან 1/3-მდე) უნდა განვალაგოთ ზემო ზონაში. მძლავრი სათბობი ხელსაწყოების, მაგალითად, სარეცირკულაციო პაერშემთბობების (ნახ. 6. 11) გამოყენების დროს შესაძლებელია მათი განლაგება მხოლოდ ქვემო ზონაში.

ბეტონის ვერტიკალური სათბობი პანელები არის შეთავსებული და მისადგმელი. მისადგმელი პანელების დამზადება წარმოებს ცალკე, შემდეგ კი მათ აყენებენ შემომზღულ კონსტრუქციებთან ან მათთვის ამ კონსტრუქციებში სპეციალურად დატოვებულ ნიშებში (მაგალითად, ფანჯრის ქვეშ). პლინტუსური ტიპის ბეტონის ხელსაწყოები გამოიყენება საბავშვო დაწესებულებების გასათბობად. ეს ხელსაწყოები უზრუნველყოფენ სათავსის თანაბარ გათბობას. მისადგმელი ბეტონის პანელები (ფანჯრის ქვეშ) ფართოდ გამოიყენება მასობრივ მშენებლობაში.

დე 6 მ მმ-ია). ხელსაწყოს მნიშვნელოვანი მანძილით აწევა იატაკიდან იწვევს იატაკთან პაერის ცივი ზონის წარმოშობას. პაერის თბილი საცირკულაციო ნაკადი ამ დროს გადის ხელსაწყოს დაყენების სიბრტყეში ისე, რომ არ ეხება იატაკს და არ იწვევს ცივი ზონის პაერის გადაადგლებას ხელსაწყო-საკენ.

რაც უფრო გრძელია და დაბლაა განლაგებული სათბობი ხელსაწყო, მით უფრო თანაბარია სათავსის ტემპერატურა და უკეთესად თბება მისი მუშა ზონა. მოკლე და მაღალ ხელსაწყოებთან წარმოიქმნება აქტიური თბური ჭავლები, რომლებიც იწვევენ სათავსის ზემო ზონის გადახურებას.

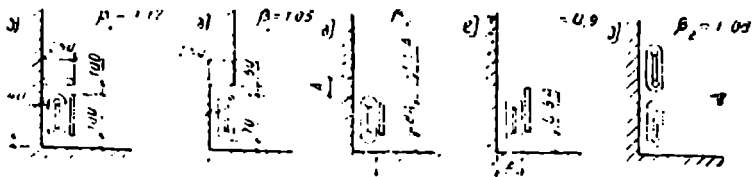
განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექციოთ კიბის უჯრედებში სათბობი ხელსაწყოების განლაგების სისწორეს. კიბის უჯრედებში ზამთრის პერიოდში ჰაერის ბუნებრივი მოძრაობა იწვევს ზემო ზონაში სითბოს ინტენსიურ გადატანას და ქვემო ზონის გადაცივებას. რაც უფრო მაღალია შენობა, მით უფრო ინტენსიურია ჰაერის მოძრაობა ქვემოლან ზემოთ. მრავალსართულიანი შენობების კიბის უჯრედებში სათბობი ხელსაწყოები უნდა განვალაგოთ ქვედა ნაწილში შესასვლელ კარებებთან. მაღლივი შენობების კიბის უჯრედების გასათბობად ფართოდ გამოიყენება სარეცეკულაციო ჰაერშემობობი (ნახ. 6. 11) მცირესართულიანი შენობების კიბის უჯრედების გასათბობად შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ჩვეულებრივი სათბობი ხელსაწყოები. ამ დროს მათი განლაგება წარმოებს პირველ სართულზე შესასვლელ კარებთან.

დასაშვებია ხელსაწყოების ნაწილის (20%-მდე — ორსართულიან და 30%-მდე — სამსართულიან შენობებში) დაყენება პირველ და მეორე სართულს შორის მოთავსებულ კიბის უჯრედის ბაქანზე.

შენობაში შესასვლელ ტამბურში სათბობი ხელსაწყოს დაყენება არ არის სასურველი. გარე კარების ხანგრძლივი გაღების დროს შესაძლებელია ხელსაწყოში ან ხელსაწყოდან გამოშვალ მილში წყლის გაყინვა.

სათბობი ხელსაწყოები ისე უნდა იყოს განლაგებული, რომ შესაძლებელი იყოს მათი დათვალიერება, გაწმენდა და რემონტი. ლითონის ვერტიკალური სათბობი ხელსაწყოების ღიად განლაგება კედელთან არ შეიძლება. ხელსაწყოები უნდა განლაგდეს ფანჯრის ქვეშ. ნიშში, ან ხელსაწყოსთან უნდა მოეწყოს სპეციალური დეკორატიული ზღუდარი. როდესაც ტექნოლოგიური, ხანძარსაწინააღმდეგო ან ესთეტიკური მოთხოვნების თანახმად აუცილებელია სათბობი ხელსაწყოს დაფარვა შეძლებისდაგვარად. უნდა ვიცოდეთ, რომ ეს არ მოხდეს ხელსაწყოს თბოგაცემის შემცირების ხარჯზე (თბოგაცემის შემცირება დასაშვებია 15%-მდე).

6. 12 ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობი ხელსაწყოების სათავსში განლაგების სქემები. ხელსაწყოს დაფარვა დეკორატიული კარადით, რომელსაც გააჩნია 100 მმ სიმაღლის ორი ხერელი (ნახ. 6. 12 ა), ხელსაწყოს თბოგაცემას ამცირებს 12%-ით ღიად განლაგებულ ხელსაწყოსთან შედარებით. თბოგაცემის ასეთი შემცირება ხელსაწყოების გაანგარიშების დროს გაითვალისწინება შესამოწმებელი კოეფიციენტით $\beta_2 = 1,12$. ხელსაწყოს განლაგება ღია ღრმა ნიშაში (ნახ. 6. 12 ბ) ან ორ იარუსად (ნახ. 6. 12 ვ) ამცირებს თბოგაცემას 5%-ით ($\beta_2 = 1,05$). შესაძლებელია აგრეთვე ხელსაწყოს ფარუ-



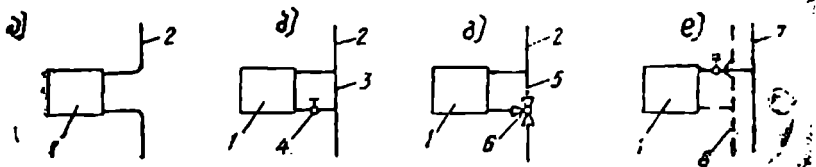
ნახ. 6. 12. სათბობი ხელსაწყოების განლაგება დეკორატიულ კარაოში (ა), ღრმა ნიშაში (ბ), სპეციალურ შესათარში (გ), ფარსუქან (დ) და ორ იარუსად (ე).

ღი განლაგება ისე, რომ მისი თბოგაცემა არ შეიცვალოს (ნახ. 6. 12 ვ) ან, უფრო მეტიც, გაიზარდოს (ნახ. 6. 12 ე). ამ დროს საჭირო არ არის ხელსაწყოთა თბოგაცემის ფართობის გაზრდა ($\beta_2 = 1$) ან კიდევ შესაძლებელია მისი შემცირება ($\beta_2 = 0.9$).

§ 6. 5. სათბობი ხელსაწყოების მიერთება თბოსადენთან

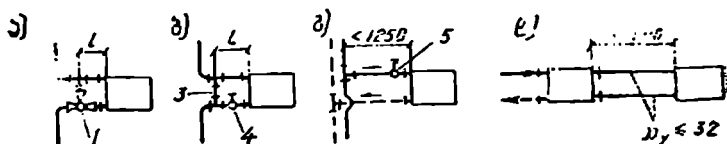
თბოსადენების მიერთება სათბობ ხელსაწყოებთან შეიძლება მოხდეს ცალ ან ორივე მხრიდან. თბოტექნიკური თვალსაზრისით უმჯობესია თბოსადენების მიერთება სხვადასხვა მხრიდან. კონსტრუქციული თვალსაზრისით კი უპირატესობა ენიჭება თბოსადენების მიერთებას სათბობი ხელსაწყოების ცალ მხარეს.

6.13 ნახაზზე ნაჩვენებია ერთმილოვანი და ორმილოვანი სისტემების დგარების სათბობ ხელსაწყოებთან ცალმხრივი მიერთების ძირითადი სქემები. ერთმილოვან გამდინარე დგარებზე (ნახ. 6. 13 ა) სათბობ ხელსაწყოებთან მარეგულირებელი არმატურა არ კეთდება, ხოლო სათბობის ხელსაწყოების მიერთებისას მულდმეცემოდ (გამდინარე) ზღუდარებიან (3) ერთმილოვან დგარებთან ეწყობა მარეგულირე-



ნახ. 6. 13. ვერტიკალური წყლით სათბობი სისტემების ხელსაწყოთა ძირითადი კვანძები;

ა, ბ, გ — ერთმილოვანი; დ — ორმილოვანი; 1 — სათბობი ხელსაწყო, 2 — ერთმილოვანი დგარი; 3 — ჩამკეტი უბანი; 4 — გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანი (KPI); 5 — შემომკვლევი უბანი; 6 — სამსვლიანი მარეგულირებელი ონკანი (KPT); 7 და 8 — ორმილოვანი დგარის მიმწოდებელი და უკუმილი.



ნახ. 6. 14. სათბობი ხელსაწყოების მიერთება ერთმილოვან დგარებთან ცალმხრივად (ა, ბ), ორმილოვან დგართან (გ), ჩაქვეურად. ორი ხელსაწყოს გადაბმით (დ):
 1 — სამსელიანი ონკანი; 2 — შემომღლები უბანი; 3 — ჩამკეტი უბანი;
 4 — გასასვლელი მარგულირებელი ონკანი; 5 — ორმაგი რეგულირების ონკანი (KPD):

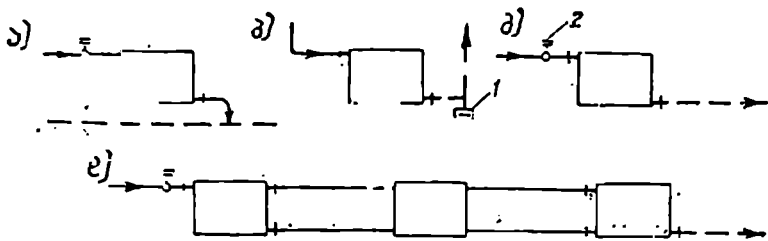
ბელი გასასვლელი ონკანები (4). ერთმილოვან გამდინარე-რეგულირებად დგარებზე (ნახ. 6. 13 გ) ეწყობა შემომღლები მონაკვეთები (5), რომლებშიც გაივლის თბოშემცველი სამსელიანი ონკანით (6) ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირების დროს. თბოსადენების ხელსაწყოებთან მიერთების განხილული კვანძები გამოიყენება როგორც ვერტიკალურ, ასევე ჰორიზონტალურ ერთმილოვან სათბობ სისტემებში.

ორმილოვანი დგარების გამოყენებისას თითოეული სათბობი ხელსაწყო ცალკე უერთდება მიმწოდებელ და ცივ დგარებს (ნახ. 6. 13 დ).

ვერტიკალურ ერთმილოვან დგარებთან სათბობი ხელსაწყოების ცალმხრივი მიერთების დროს შესაძლებელია ხელსაწყოებთან მიმყვანების სიგრძის უნიფიცირება (ნახ. 6. 14 ა. ბ.) და მოკლე მიმყვანების ($L \leq 500$ მმ) ჰორიზონტალურად (ქანობის გარეშე) გაყვანა. სამსელიანი ან გასასვლელი ონკანებიანი უნიფიცირებული კვანძების გამოყენება საგრძნობლად ზრდის შრომის ნაყოფიერებას სისტემების მონტაჟის დროს.

ორმილოვან დგარებთან მიერთების დროს (ნახ. 6. 14 გ) მიმყვანის სიგრძე არ უნდა აღემატებოდეს 1,25 მ. (დგარიდან ხელსაწყომდე უფრო მეტი მანძილის დროს საჭიროა ახალი დამატებითი დგარის მოწყობა). ამ დროს მიმყვანებს უკეთდება დანრა წყლის მოძრაობის მიმართულებით. ქანობის სიდიდე (ნახაზზე ნაჩვენებია ისრებით) აიღება მიმყვანის მთელ სიგრძეზე 5—10 მმ-ის ტოლი.

ხელსაწყოების ცალმხრივი მიერთების დროს თუჯის რადიატორების გამოყენების შემთხვევაში სექციების მაქსიმალური რიცხვი აიღება 25-ის ტოლი (ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში 15-ის



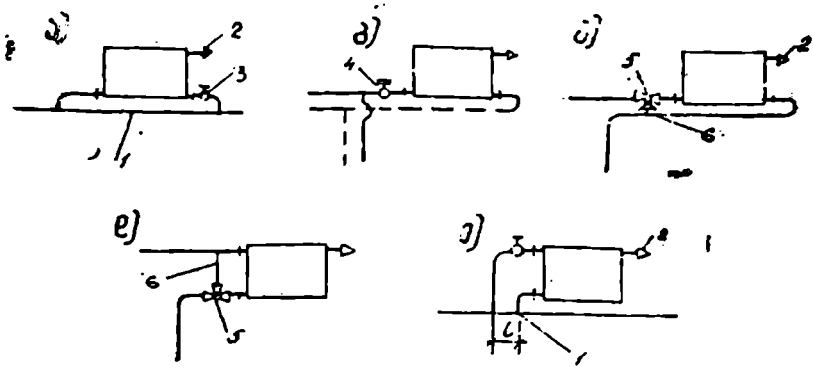
ნახ. 6. 15. მიღების სათბობ ხელსაწყო-თან სხვადასხვა მხარის მიერთება, როდესაც წყალი მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ:
1 მიღველი სათბობით; 2 ორმავე რეგულირების ოსტასი.

ტოლი). დაუშვებელია ორზე მეტი სათბობი ხელსაწყოს მიერთება გადაბმით (ნახ. 6. 14 დ).

მიღების სათბობ ხელსაწყოებთან სხვადასხვა მხრიდან მიერთება გამოიყენება მაშინ, თუ ჰორიზონტალური უქუშაგისტრალი უშუალოდ ხელსაწყოს ქვეშ გადის (ნახ. 6. 15, ა) ან თუ ხელსაწყო განლაგებულია მაგისტრალზე ქვევით (ნახ. 6. 15, ბ). აგრეთვე, როდესაც იძულებული ვართ დავეყნოთ მრავალსეკციანი (25-ზე მეტი) ხელსაწყო (ნახ. 6. 15, გ) ან გადავბათ რამდენიმე ხელსაწყო (ნახ. 6. 15, დ). ხელსაწყოების გადაბმით შეერთება დაიშვება მხოლოდ ერთი სათავისის ფარგლებში ან თუ ბოლო ხელსაწყო იდგმება ისეთ მეორეხარისხოვან სათავსებში (დერეფანი, საპირფარეშო), სადაც ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირება საპირო არ არის. ხელსაწყოების გადაბმით შეერთება შესაძლებელია აგრეთვე ჰორიზონტალურ ერთმილოვან სისტემებში.

ერთმილოვანი დგარების ხელსაწყოებში თბოშემცველის მოძრაობა შეიძლება წარმოებდეს ზემოდან ქვემოთ ან ქვემოდან ზემოთ. უკანასკნელ შემთხვევაში ზღუდარები დგარის ღერძიდან გადაადგილებულია ხელსაწყოებისაკენ (ნახ. 6. 16, დ), რაც იწვევს ხელსაწყოში მეტი რაოდენობის თბოშემცველის შედინებას. გარდა ამისა, ზღუდარების გადაადგილება უზრუნველყოფს დგარების ტემპერატურული დაგრძელების კომპენსაციას სპეციალური კომპენსატორების გამოყენების გარეშე.

ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში წყლის მოძრაობა ხორციელდება ქვემოდან ქვემოთ (ნახ. 6. 16 ა, გ). იგივე სქემით წყლის მოძრაობა წარმოებს ვერტიკალური სისტემების ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში, როდესაც როგორც მიმწოდებელი, ასევე უქუშაგისტრალები განლაგებულია ქვემოთ. ეს სქემა



ნახ. 6. 16. მიღების სათბობ ხელსაწყოებთან მიერთება პორიზონტალურ ერთმილოვან შტოში (ა), ორმილოვანი (ბ) და ერთმილოვანი (გ) დგარების ზემო ხელსაწყოებთან ქვემო განაწილების სისტემაში, ერთმილოვან დგარში დეაერირებული წყლის მოძრაობისას (დ) და პორიზონტალურ ერთმილოვან შტოში (ე):

1 — ღერძული ჩაყვები უბანი; 2 — საპაერო ონკანი; 3 — გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანი (KPTI); 4 — ორმაგი რეგულირების ონკანი (KPD); 5 — სამსვლიანი ონკანი (KPT); 6 — ვადადგილებული შემოვლები უბანი.

ორმილოვან დგარებში გამოიყენება ყოველთვის, როდესაც ხელსაწყოებზე განლაგებულია საპაერო ონკანები (ნახ. 6. 16, ბ). ცალმილოვან დგარებში კი გამოიყენება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც სითბოს მიწოდება წარმოებს ადგილობრივი საჭეებიდან, სადაც საკვებად გამოიყენება წყალსადენის წყალი (ნახ. 6. 16, გ). თუ საკვებად გამოიყენებულია დეაერირებული წყალი, მაშინ გამოიყენება ხელსაწყო უნიფიცირებული კვანძები (ნახ. 6. 16. დ). ასეთი მიერთება განსაკუთრებით გამოიყენება გათბობის სისტემის გარე თბოქსელთან მიერთების დამოკიდებულ სქემებში.

დეაერირებული წყლის გამოყენების შემთხვევაში შესაძლებელია წყლის ზემოდან ქვემოთ მოძრაობის გამოყენება და ხელსაწყოების მიერთება მუდმივი სიგრძის (l) მჭონე ზღუდარით, რომელიც წარმოადგენს მარედუცირებელ სადებს.

§ 6. 6. თბოსადენები და გათი განლაგება უნიფიცირებულ

თბოსადენების დანიშნულებაა მიაწოდონ სათბობ ხელსაწყოებს სითბოს საჭირო რაოდენობა. თბოშემცველის გადასადგილებლად გამოიყენება ლითონის (ფოლადი, სპილენძი, ტყვია და სხვ.) და არალითონის (პლასტმასა, მინა და სხვ.) მილები.

ლითონის მილებიდან ფართოდ გამოიყენება ფოლადისნაკერებიანი (შედულებული), ხოლო იშვიათად უნაკერო მილები, ფოლადის უნაკერო მილები უფრო ძვირია, მაგრამ საიმედო. ამიტომ მათი გაყვანა მიზანშეწონილია რემონტისათვის მიუდგომელ ადგილებში. სპილენძის მილები ხასიათდებიან ხანგამძლეობით. მაგრამ ისინი ფოლადის მილებთან შედარებით უფრო ძვირია და გააჩნიათ ნაკლები სიმტკიცე. ტყვიის მილები გამოიყენებოდა XIX საუკუნის ბოლოს და XX საუკუნის დასაწყისში და უმთავრესად გვხვდება რევოლუციამდელ შენობებში.

არალითონის მილებიდან შეიძლება გამოიყენებულ იქნეს თერმომედეგი პლასტმასის მილები. მათ გააჩნიათ ხახუნის დაბალი კოეფიციენტი და ექსპლუატაციის დროს არ განიცდიან კოროზიას. პლასტმასის მილების დამუშავება მარტივია, რაც აადვილებს სისტემის მონტაჟს. პლასტმასის დაბალი თბოგამტარობის გამო მცირდება მილებიდან თბოდანაკარგები. თბომედეგი მინის მილების გამოყენება მინის სიმყიფის გამო შეზღუდულია, გარდა ამისა, არასაიმედოა მინის მილების სათბობ ხელსაწყოებთან და არმატურასთან შეერთების ადგილები.

გათბობის სისტემებში გამოიყენება სამი ტიპის მოუთუთიებელი (შავი) ფოლადის წყალგაზგამტარი მილები (ГОСТ 3262-62): მსუბუქი, ჩვეულებრივი და გაძლიერებული (კედლის სისქის მიხედვით). გაძლიერებული, სქელკედლიანი მილები გამოიყენება იშვიათად. მათ ძირითადად იყენებენ უნიკალურ, ხანგრძლივადიან შენობებში მილების დამალულად გაყვანის დროს.

მსუბუქი მილები გამოიყენება ღია გაყვანილობის დროს მილების შედულებული ან ხრახნული შეერთებისას. ჩვეულებრივი მილები გამოიყენება მილების მალული გაყვანისას.

ზემოთ ჩამოთვლილი ფოლადის წყალგამტარი მილები მზადდება პირობითი დიამეტრით $D_n = 10 - 50$ მმ.

ერთი და იგივე პირობითი დიამეტრის მქონე მსუბუქი, ჩვეულებრივი და გაძლიერებულ მილებს გააჩნიათ თბოშემცველის მიმართ სხვადასხვა ცოცხალი კვეთი (განიკვეთი), რაც განპირობებულია აღნიშნული მილების კედლის სხვადასხვა სისქით. ამიტომ ერთი და იგივე დიამეტრის მილებში ერთი და იგივე რაოდენობის თბოშემცველის გავლის დროს სიჩქარეები იქნება სხვადასხვა. მილსადენების ჰიდრაულიკური გაანგარიშების ცხრილები შედგენილია ჩვეულებრივი მილებისათვის. თუ მილსადენისთვის შევარჩევთ მსუბუქ მილებს, მაშინ მათი ნამდვილი წინალობა აღმოჩნდება 10%-ით ნაკლები გაანგარიშებით მიღებულ წინალობაზე, რაც გათვალისწინებული უნდა იქნეს მილსადენის ჰიდრაულიკური გაანგარიშების დროს.

ფოლადის ელექტროშედუღებული (ГОСТ 10704-76) და უნაკრო მკლები მზადდება სხვადასხვა სისქის კედლიანი. გათბობის სისტემებში გამოიყენება მინიმალური კედლის სისქის მქონე მილები (მაგალითად, თუ გვაქვს მილი 76×3, ეს იმას ნიშნავს, რომ მილის გარე დიამეტრია 76 მმ, კედლის სისქე 3 მმ და შიგა დიამეტრი 70 მმ).

გათბობის სისტემებში გამოყენებული მილები უძლებენ უფრო მაღალ ჰიდროსტატიკურ წნევას (10 მპა), ვიდრე სათბობი ხელსაწყოები და მილსადენზე დაყენებული არმატურა. ამიტომ ზღვრული ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდის დადგენა წარმოებს არა მილების მუშა წნევის მიხედვით, არამედ უფრო ნაკლებად მტკიცე ელემენტების მუშა წნევის მიხედვით.

მილსადენის გაყვანა სათაესებში შეიძლება იყოს ღია და დამალული. უმთავრესად გამოიყენება ღია გაყვანილობა, როგორც უფრო მარტივი და იაფი. ღიად გაყვანილი მილებიდან ადგილი აქვს სათაესში თბოგაცემას, რაც გათვალისწინებული უნდა იქნეს სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშების დროს.

ტექნოლოგიურ, ჰიგიენურ და არქიტექტურულ-გეგმარებითი მოთხოვნების მიხედვით მილსადენი შეიძლება გაყვანილ იქნეს დამალულად. ამ დროს მაგისტრალები გაყავთ ტექნიკურ სათაესებში, ხოლო დგარები და მიმყვანები სამშენებლო კონსტრუქციებში მოწყობილ სპეციალურ შახტებში და ხერელებში.

მილსადენის მონტაჟი მშენებარე შენობის არხებში წარმოებს, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა მეტია ან ტოლია 5°C. ზამთრის პერიოდში, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა 5°C ნაკლებია, საჭიროა სათაესში 5°C ტემპერატურის დამყარება.

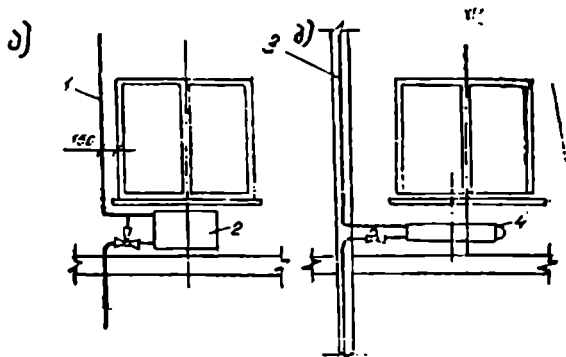
როგორც ცნობილია, გათბობის სისტემების ექსპლუატაცია წარმოებს 30—150°C ტემპერატურულ ფარგლებში. ამიტომ მილსადენი ექსპლუატაციის დროს განიცდის დაგრძელებას სამონტაჟო სიგრძესთან შედარებით. მილსადენის სიგრძის ნაწიტი ტემპერატურის მიხედვით გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta l = 0,12 (t_{\text{თბ}} - 5) l,$$

სადაც $t_{\text{თბ}}$ არის თბოსადენის ტემპერატურა, რომელიც დაახლოებით თბოშემცველის ტემპერატურის ტოლია. გაანგარიშების დროს აიღება მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა.

l — მილსადენის სიგრძე, მ.

გათბობის სისტემების კონსტრუირების დროს საჭიროა მიმყვანების, დგარების და მაგისტრალების თბური დაგრძელების შედეგად წარმოშობილი ძაბვების კომპენსაცია.



ნახ. 6. 17. წყლით სათბობი ვერტიკალური განძინარე-რეგულირებადი სისტემის კვანძები:

- 1 — ღიალ გაყვანილი დგარი; 2 — რადიატორი;
3 — ფარულად გაყვანილი დგარი; 4 — კონვექტორი.

მიმყვანების განლაგება დამოკიდებულია სათბობი ხელსაწყოს სახეობასა და გათბობის სისტემაში მილების განლაგებაზე.

უმეტესი სათბობი ხელსაწყობისათვის ცხელი მიმყვანი, რომლითაც ცხელი წყალი ან ორთქლი მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოს და ცივი მიმყვანი, რომლითაც სათბობი ხელსაწყოდან გაიყვანება გაცივებული წყალი, კეთდება პორიზონტალურად (სიგრძით 500 მმ-მდე) ან დახრით (დახრა კეთდება მთელ სიგრძეზე 5-10 მმ). მიმყვანები სათბობი ხელსაწყოს განლაგების შესაბამისად შეიძლება იყოს სწორი ან მოღუნული (იხვიკისერათი). მოღუნვები ზრდიან პიდრავლიკურ წინაღობებს და ართულებენ მონტაჟს, ამიტომ მათ იყენებენ იშვიათ შემთხვევებში.

დგარების და მიმყვანების დეტალების უნიფიცირების მიზნით გათბობის თანამედროვე სისტემებში გამოიყენება ხელსაწყობის ცალმხრივი მიერთება პორიზონტალური მიმყვანებით (ნახ. 6. 14 ა, ბ). ამ დროს დგარი ფანჯრის ფერდოდან დაცილებულია 150 მმ-ით. ასეთი მიერთება ფართოდ გამოიყენება საცხოვრებელ სახლებში, საერთო საცხოვრებლებში, სასტუმროებში, დაწესებულებათა დამხმარე შენობებში და სხვ. ამ შენობათა სათავსებში დასაშვებია ხელსაწყოს გადაადგილება ფანჯრის ლერძიდან დგარისაკენ (ნახ. 6. 17).

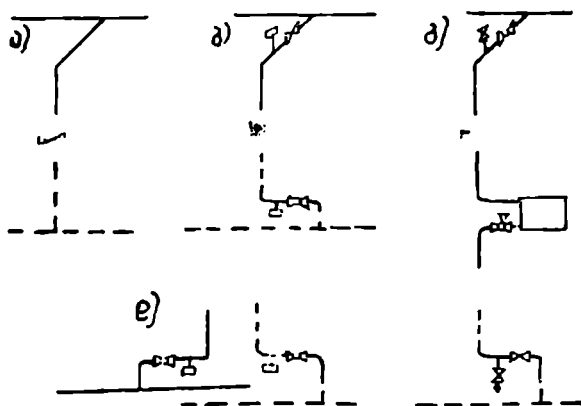
სათბობ ხელსაწყობთან მიმყვანებზე კეთდება არმატურა ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირების მიზნით. მარეგულირებელი ოსკანები არ კეთდება იმ ხელსაწყობთან, რომლებიც განლაგებული არიან კიბის უჯრედის შესასვლელში, ჩასატვირთ ხერხებთან და სხვა, ე. ი. იქ, სადაც მოსალოდნელია მილებში და სათბობ ხელსაწყობში წყლის გაყინვა. როდესაც სათავსში მოთავსებულია ორი სათბობი

ხელსაწყო, მარეგულირებელი ონკანი უნდა დავაყენოთ უფრო დიდ სათბობ ხელსაწყოზე.

მილების თბური დაგრძელების კომპენსაციის მიზნით ჰორიზონტალურ ცალმილოვან სისტემებში მიმყვანები კეთდება მოლუნვებით. ჰორიზონტალურ განშტოებებში ყოველ მე-5 და მე-6 ხელსაწყოს შორის უნდა მოეწყოს II-სებრი კომპენსატორები.

ვერტიკალური დგარების მქონე სისტემებში მიმყვანები უმეტეს შემთხვევებში კეთდება მოლუნვების გარეშე. მალევე შენობებში კი შესაძლებელია მიმყვანების სპეციალური მოლუნვა ერთ ან რამდენიმე ხელსაწყოსთან, რაც დგარს თბური დაგრძელების შემთხვევაში თავისუფალი გადაადგილების საშუალებას მისცემს.

დგარების განლაგებისას შენობებში უნდა ვეცადოთ, რომ დგარები განვალაგოთ შენობის გარე კუთხეებთან. კიბის უჯრედებს უნდა გაუკეთდეს დამოუკიდებელი დგარები. ვერტიკალური სისტემების დგარები და ჰორიზონტალური სისტემების შტოები, ისევე როგორც სათბობი ხელსაწყოები, უნდა განვალაგოთ გარე კედლებთან — ღიად ან სპეციალურ არხებში, ან კედლებში — მალულად. ღია გაყვანილობის დროს $d \leq 32$ მმ დიამეტრის მქონე მილებისათვის დაცილება კედლიდან მილის ღერძამდე აიღება 35 მმ-ის ტოლი. მალულად გაყვანილ დგარებს და შტოებს საჭიროა გაუკეთდეს თბოიზოლა-



ნახ. 6. 18. გაბობის სისტემის მაკონტრალებთან დგარებს მიერთების სქემები:

2-3 სართულიან შენობებში (ა), 4-7 სართულიან შენობებში ზემო განაწილების დროს (ბ), ქვემო განაწილების დროს (დ); 8 და მეტსართულიან შენობებში (ვ).

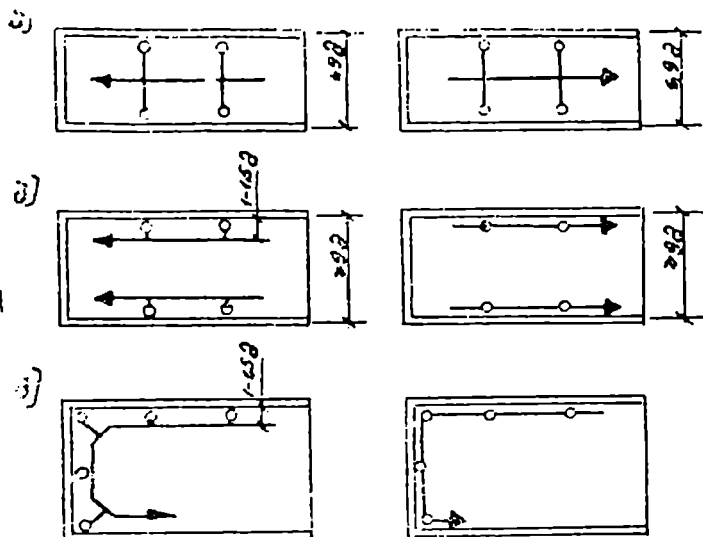
ცია. თბოიზოლაციის გაკეთება აუცილებელი არ არის მხოლოდ ჩვენი ქვეყნის სამხრეთი რაიონებისათვის. მთავარ დგარს, რომელიც გაყვანილია არხებში შენობის გეოგრაფიული მდებარეობის მიუხედავად, უკეთდება თბოიზოლაცია.

თ ბ უ რ ი დ ა გ რ ძ ე ლ ე ბ ი ს კ ო მ პ ე ნ ს ა ც ი ა მ ცირესართულიან შენობებში წარმოებს დგარების ცხელ მაგისტრალბთან მიერთების ადგილებთან გაკეთებული მოლუნვებით (ნახ. 6. 18 ა). 4—7-სართულიან შენობებში ეს მოლუნვები საჭიროა გაკეთდეს აგრეთვე ცივ მაგისტრალბთან მიერთების ადგილებშიც (ნახ. 6. 18 ბ, დ). 7-ზე მეტი სართულის მქონე შენობებში ეს მოლუნვები საკმარისი არ არის. ამიტომ დგარის შუა ნაწილში სპეციალურად აწყობენ ან II-სებრ კომპენსატორს, ან დამატებით მოლუნვას დგარის ღერძიდან სათბობი ხელსაწყოს გადაადგილებით (ნახ. 6. 18, გ).

მრავალსართულიანი შენობების (4 და მეტი სართული) დგარებზე რაოდენობრივი რეგულირების ან რემონტის დროს დგარის მთლიანად გამორთვის მიზნით ყენდება ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა. დგარებზე ყენდება გასასვლელი (საცობიანი) ონკანები ან ვენტილები (ნახ. 6. 18). გასასვლელი ონკანები გამოიყენება დაბალტემპერატურაანი წყლის შემთხვევაში, როდესაც ჰიდროსტატიკური წნევა 0,6 მპა-ს არ აღემატება. როდესაც ჰიდროსტატიკური წნევა 0,6 მპა-ს აღემატება, მაშინ დგარების ქვედა ნაწილში გასასვლელ ონკანებს ცვლიან უფრო ძვირი, მაგრამ მტკიცე და მუშაობაში საიმედო ვენტილებით. მაღალტემპერატურული წყლის ან ორთქლის გამოყენების შემთხვევაში ვენტილები კეთდება როგორც დგარებზე, ასევე ხელსაწყობთან მიმყვანებზეც. უმჯობესია დახრილშპინდელიანი ვენტილის გამოყენება, რომელიც ნაკლებად ხმაურიანია და გააჩნია დაბალი ჰიდრაულიკური წინაღობა. დგარიდან წყლის გამოსაშვებად და ამავე დროს მასში ჰაერის შესაშვებად ან გამოსაშვებად საჭიროა მარეგულირებელი ონკანების (ან ვენტილების) გვერდით საცობიანი სამკაპების მოწყობა. 7-ზე მეტი სართულის მქონე შენობებში უნდა მოეწყოს დამცველი ონკანები (თუ ჰიდროსტატიკური წნევა აღემატება 0,6 მპა-ს, მაშინ ვენტილები).

მა გ ის ტ რ ა ლ ე ბ ი ს გ ა ნ ლ ა გ ე ბ ა შენობებში დამოკიდებულია შენობის სიგანეზე და მის დანიშნულებაზე, აგრეთვე გათბობის სისტემის სახეზე.

სამრეწველო და დამხმარე შენობებში მაგისტრალები გაიყვანება სათავსებში (თუ იგი ხელს არ უშლის ტექნოლოგიურ პროცესს) — კედლების ან კოლონების გასწვრივ იატაკთან, ჰერთან ან შუა ზონაში. ზოგიერთ შემთხვევაში მაგისტრალები შეიძლება გაყვანილ იქნას ტექნიკურ სართულებზე და იატაკქვეშა არხებში.



ნახ. 6. 19. გათბობის სისტემის მაგისტრალების განლაგება სხვენში (სარტხნო), სარდაფში და ტექნიკურ სართულებში (მარჯვნივ). როდესაც შენობის სიგანეა 9 მ (ა); როდესაც შენობის სიგანე 9 მ-ზე მეტია და მაგისტრალებში წყალი მოძრაობს ჩიხური სქემით (ბ) ან თანხედენილი (თანამგზავრული) სქემით (გ).

მცირესართულიან სამრეწველო შენობებში უმჯობესია ჰორიზონტალური ცალმილოვანი სისტემის გამოყენება.

შედარებით ვიწრო სამოქალაქო შენობებში (სიგანით 9 მ-მდე) მაგისტრალები შეიძლება გაყვანილ იქნეს შუა ნაწილში, შენობის გრძივი ღერძის გასწვრივ (ნახ. 6. 19, ა). ვანიერ შენობებში მიზანშეწონილია ორი მაგისტრალის გაყვანა შენობის გარე კედლებს გასწვრივ (ნახ. 6. 19, ბ). ამ დროს შესაძლებელია ფასადების მიხედვით თბოგაცემის საექსპლუატაციო რეგულირება.

სამოქალაქო და სამრეწველო დაწესებულებების დამხმარე შენობებში მაგისტრალები გაიყვანება სხვენში ან ტექნიკურ სათავსებში. სხვენში გაყვანილ მაგისტრალებს ჰკიდებენ გარე კედლებიდან 1 : 1.5 მეტრის დაცილებით (ნახ. 6. 19, გ). სარდაფსა და ტექნიკურ სათავსებში კი მაგისტრალებს ამაგრებენ კედლებზე. ჩრდილოეთის სამშენებლო-კლიმატურ ზონებში განლაგებულ შენობებში მაგისტრალების გაყვანა სხვენში და გაქრეულ იატაკქვეშებში არ დაიშვება.

მრავალსართულიან საცხოვრებელ სახლებში, რომლებიც შედგება რამდენიმე სექციისაგან, შეიძლება გათბობის სისტემის დაყოფა სექციებად მაგისტრალებში წყლის ჩიხური მოძრაობით. ამ დროს თითოეულ სექციაში ეწყობა გათბობის დამოუკიდებელი სისტემა.

თბური დაგრძელების კომპენსაცია წარმოებს ბუნებრივი მოლუნვების ხარჯზე, რომელიც გამოწვეულია შენობის კონფიგურაციით, ხოლო დიდი სიგრძის სწორ მონაკვეთებზე, განსაკუთრებით მაღალი პარამეტრების თბოშემცველის დროს, გამოიყენება Π-სებრი კომპენსატორები.

მაგისტრალების ცალკეული შტოების გამორთვის და რაოდენობრივი რეგულირების მიზნით საჭიროა სპეციალური ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის გამოყენება. ამ მიზნით გამოიყენება გასასვლელი (ქუროანი) ონკანები და ვენტილები. თუ მილის დიამეტრი აღემატება 40 მმ-ს, გამოიყენება მილტუჩიანი ურდულები. სისტემის უდაბლეს ადგილებში ეწყობა დამცლელი ონკანები, ხოლო უმაღლეს ადგილებში ჰაერის ონკანები ან ჰაერშემკრებები.

ურდულები უნდა განლაგდეს: მთავარ მიმწოდებელ და უკუმბაგისტრალებზე თბოგადამცემის წინ და მის შემდეგ, საციკრულაციო და შემრევ ტუმბოებთან. წყალჭავლურ ელევატორებთან, ავტომატური რეგულირების შემსრულებელ მექანიზმებთან და შემომვლელ ხაზებთან. თუ მუშა ტუმბოს გარდა გათვალისწინებულია სარეზერვო ტუმბო, მაშინ ორივე ტუმბოსთან ურდულის გარდა უნდა მოეწყოს უკუსარქველი.

მილსადენის ქანობი. გათბობის სისტემის მილების გაყვანა წარმოებს გარკვეული ქანობით. მილსადენის პორიზონტალური გაყვანა დაიშვება მხოლოდ მასში თბოშემცველის დიდი სიჩქარით მოძრაობის დროს, რადგანაც ამ დროს მილსადენში მოგროვილი ჰაერი წარიტაცება წყლის მიერ. ქანობის გარეშე შეიძლება გაყვანილ იქნეს $D_{\mu} > 50$ მმ დიამეტრის მაგისტრალი და პორიზონტალური ცალმილოვანი სისტემის შტოები ნებისმიერი დიამეტრის, თუ მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე მეტია 0,25 მ/წმ-ზე.

ზედა განაწილების მაგისტრალები გაიყვანება ქანობით წყლის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ. ამ დროს ჰაერის გადაადგილება ხდება წყლის მოძრაობის მიმართულებით უმაღლეს წერტილში განლაგებული ჰაერშემკრებისაკენ. გრავიტაციულ სისტემებში ქანობის მიმართულება ემთხვევა მაგისტრალში თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულებას.

ქვედა მაგისტრალებს ქანობი უკეთდებათ შენობის თბური პუნქტისაკენ. ტუმბოვან სისტემებში ქანობის სიდიდე აიღება 0,063

მ/გრძივი მეტრის ტოლი. საჭიროების შემთხვევაში ქანობი შეიძლება შემცირდეს 0,002 მ/გრძივ მეტრამდე. გრავიტაციულ ს-სტემებში მაგისტრალები და სათბობ ხელსაწყოებთან მიმყვანები კეთდება ქანობით 0,005 მ/გრძივ მეტრზე.

§ 8. საფართოებელი ჰურავალი

გათბობის ნებისმიერი სისტემა ჰიდრაულიკურად ჩაკეტილია და აქვს თბოშემცველის (წყლის) გარკვეული ტევადობა. სისტემაში წყლის გაცხელების შედეგად შიგა ჰიდრაულიკური წნევა წყლის გაფართოების შედეგად შეიძლება იმდენად გაიზარდოს, რომ გადააქარბოს სისტემის ელემენტების სიმტკიცის ზღვარს. ამიტომ სათბობ სისტემებში შემოტანილია დამატებითი ელემენტი — საფართოებელი ჰურავალი.

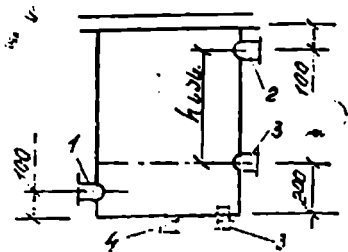
საფართოებელი ჰურავალი შეიძლება იყოს ღია, ატმოსფეროსთან უშუალო შეხებით ან დახურული, რომელიც იმყოფება ცვალებადი, მაგრამ განსაზღვრული ჰიდროსტატიკური წნევის ქვეშ.

საფართოებელი ჰურავალი გამოიყენება მაშინ, თუ შენობის ან შენობათა ჯგუფის თბური სიმძლავრე — 6×10^3 კვტ-ს არ აღემატება. უფრო დიდი თბური სიმძლავრის დროს ქსელზე მოწყობილ არმატურასა და მილსადენების შეერთების ადგილებში ადგილი აქვს წყლის მნიშვნელოვან გაყონვას. ამიტომ თბოშემცველს მუდმივი ხარჯის უზრუნველსაყოფად და საჭირო ჰიდრაულიკური წნევის შესაქმნელად გამოყენებულია მკვებავი ტუმბოები და ასეთ სისტემებში საფართოებელი ჰურავალი საჭირო აღარ არის.

საფართოებელი ჰურავლის ძირითადი დანიშნულებაა მიიღოს წყლის მოცულობის ის ნაშატი, რომელიც წარმოიქმნება მისი გაცხელების დროს, ე. ი. შეინარჩუნოს განსაზღვრული ჰიდრაულიკური წნევა. გარდა ამისა, მისი დანიშნულებაა: სისტემაში წყლის დამატება მასში უმნიშვნელო გაყონვების შემთხვევაში, სისტემაში წყლის დგომის დონის სიგნალიზაცია, სისტემაში რაიმე მიზეზით წარმოქმნილი ნაშატი წყლის ატმოსფეროში გადაღვრა და ზოგიერთ შემთხვევაში სისტემიდან ატმოსფეროში ჰაერის გაყვანა. ყოველივე ამ ფუნქციას საიმედოდ ასრულებს ღია საფართოებელი ჰურავალი, რამაც განაპირობა გათბობის ტექნიკაში მისი ფართოდ გამოყენება.

ღია საფართოებელ ჰურავლებს გააჩნიათ უარყოფითი მხარეებიც. მათი მოცულობა იმდენად დიდია, რომ ძნელდება შენობაში მათი განლაგება, საფართოებელი ჰურავლის კედლებიდან ადგილი აქვს არასასურველ თბოდანაკარგებს და სხვ.

აღნიშნული უარყოფითი მხარეები არ გააჩნიათ დახურულ საფართოებელ ჰურავლებს, რომელთა მოთავსებაც შესაძლებელია



ნახ. 6. 20 ლი საფართოებელი
ჭურჭელი:

1 — საფართოებელი; 2 — გა-
დამღვრელი; 3 — საკონტროლო;
ა — დონის რელეს და 4 —
საცირკულაციო მილულებით.

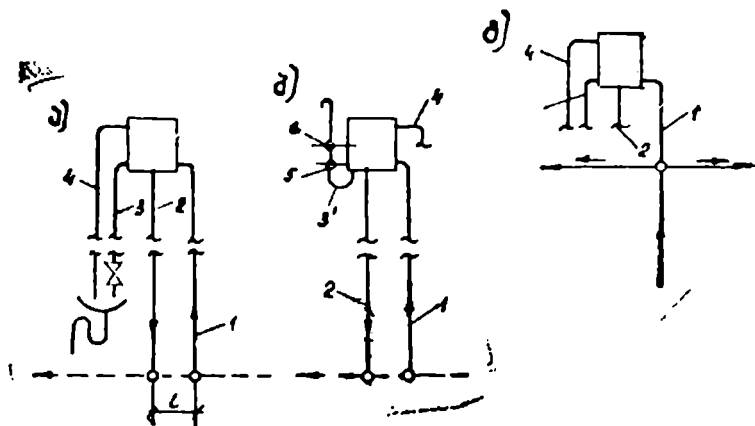
აზოლაკიას. საფართოებელი ჭურჭლები მზადდება ფურცლოვანი ფოლადისაგან. მრგვალი ან სწორკუთხა. ზემოდან საფართოებელ ჭურჭელს უკეთდება ხუფი სამეთვალყურეოდ და შესაღებად. ავზის კორპუსში მოთავსებულია რამდენიმე მილუელი (ნახ. 6. 20): 1 — რომელსაც უერთდება გათბობის სისტემასთან დასაკავშირებელი, ე. წ. საფართოებელი მილი, რომლის საშუალებითაც წყალი შედის ავზში; 2 — რომელსაც უერთდება გადამღვრელი მილი, საიდანაც ზედმეტი წყალი გადაიღვრება გარემოში; 3 — რომელსაც უერთდება საკონტროლო (სასიგნალო) მილი; 4 — რომელსაც უერთდება საცირკულაციო მილი. ამ მილის საშუალებით წარმოებს ჭურჭელში წყლის მუდმივი ცირკულაცია, მასში წყლის გაყინვის შესაძლებლობის გამო-სარიცხავად.

საკონტროლო მილი 3 ჩაიყვანება თბურ პუნქტში მოთავსებულ ნიჟარასთან და უკეთდება ჩამკეტი ონკანი, რომელიც სისტემის წყლით შევსებისას ღიაა. საკონტროლო მილიდან წყლის გადმოღვრა იმის მაჩვენებელია, რომ გათბობის სისტემა შევსებულია წყლით, რის შემდეგაც ონკანი უნდა დაიკეტოს.

6. 21 ნახაზზე ნაჩვენებია ღია საფართოებელი ჭურჭლის გათბობის სისტემასთან მიერთების სქემები. მცირესართულიან შენობებში საკონტროლო მილთან ($d = 20$ მმ) ერთად დასაშვებია გადამღვრელი მილის ჩაყვანა თბურ პუნქტში მოთავსებულ ნიჟარასთან. საფართოებელი და საცირკულაციო მილები კი უერთდება გათბობის სისტემის საერთო უკუმმაგისტრალს საცირკულაციო ტუმბოს შემწოვი მილუე-

უშუალოდ თბურ პუნქტებში ან თბოსადგურებში. მაგრამ მათი მოცულობა აღემატება ღია საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობას. დახურულ საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობის შემცირება შესაძლებელია შიგა წნევის ხელოვნური გაზრდით. ეს კი საჭიროებს დამატებით მოწყობილობას და ელექტროენერგიის ხარჯს.

ღია საფართოებელი ჭურჭელს ათავსებენ გათბობის სისტემის ყველაზე მაღალ წერტილში, სხვენზე ან კიბის უჯრედში და უკეთებენ თბო-



ნახ. 6. 21. ღია საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება გათბობის ტუმბოვან სისტემასთან წყლის დონის ხელით კონტროლის დროს (ა), ავტომატური სიგნალიზაციით (ბ) და ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემასთან (გ):
 1, 2, 3, 4 — საფართოებელი, საცირკულაციო, საკონტროლო და გადამღვრელი მილების მისაერთებელი მილწყევლები; 5, 6 — ავზში წყლის ქვემო და ზემო დონეების რელები.

ლის მახლობლად. ამ მილებს შორის მანძილი უნდა იყოს არა ნაკლებ 2 მ $l \geq 2$ მ. საფართოებელი მილის დიამეტრი აიღება 32 მმ, საცირკულაციო მილის 25 მმ, ხოლო გადამღვრელი მილისა — 50 მმ (როდესაც ავზის მოცულობა 500 ლ ნაკლებია, აღნიშნული დიამეტრები ერთი რიგით მცირდება).

მრავალსართულიან შენობებში გადამღვრელი მილი უერთდება შიგა წყალსაწრეტ (თუჯის) დგარს, ხოლო საკონტროლო მილის ნაცვლად გამოიყენება ელექტრული სიგნალიზაცია სისტემის კვების ავტომატური მართვით. ამ მიზნით საფართოებელ ჭურჭელში ეწყობა დონის ორი რელე, რომელიც 3' მილზე მიერთებულია მიმდევრობით (ნახ. 6. 21, ბ), ქვედა დონის რელე (5) იძლევა სიგნალს (სინათლით ან ხმით) ავზში წყლის დონის დაცემაზე. ამ დროს ირთება მკვებავი მოწყობილობა (სარქველი ან ტუმბო). ზემო დონის რელე (6) იძლევა სიგნალს ავზის წყლით შევსებას შესახებ. ამ დროს გამოირთება სისტემის წყლით შევსების მკვებავი მოწყობილობა. 10—16-სართულიან შენობებში l მანძილი (ნახ. 6. 21) შეიძლება შემცირდეს მინიმალურად დასაშვებ სიდიდემდე. ხოლო საფართოებელი და საცირკულაციო მილების დიამეტრები კი 20—15 მმ-მდე.

წყლის ზემო განაწილების მქონე გრავიტაციულ სისტემებში საფართოებელი კურჭლის შეერთება გათბობის სისტემასთან წარმოებს მანაწილებელი ცხელი მაგისტრალის უმაღლეს წერტილში (ნახ. 6. 21, გ).

წყლის მოცულობის ნამატი გათბობის სისტემაში გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta V = \beta \Delta t \text{ ს.} \quad (6.2)$$

სადაც β არის გათბობის სისტემის მიღების, სათბობი ხელსაწყოების და თბოგადამცემის საერთო შიგა მოცულობა მ³ (ლ), რომელიც მიიღება (საწყისი საანგარიშო ტემპერატურის დროს) სისტემაში წყლის მოცულობად.

Δt — ცხელი და გაციებული წყლის ტემპერატურული სხვაობა,

— წყლის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი და იგი აიღება $\beta = 0,0006$ -ის ტოლი.

თუ შემოვიტანთ აღნიშნვას $k = \beta \Delta t$, მაშინ საფართოებელი კურჭლის მოცულობა განისაზღვრება ფორმულით

$$V_{ს.გ} = k \text{ ს.} \quad (6.3)$$

k ს მნიშვნელობები სხვადასხვა ტემპერატურების დროს აიღება 6. 4 ცხრილიდან.

ცხრილი 6. 4

გათბობის სისტემაში წყლის მოცულობითი გაფართოება (k -ს მნიშვნელობები პირველადი მოცულობის მიხედვით)

სისტემის შეწყვეტი წყალი	ცხელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურა °C		
	95	105	130-150
წყალსაფენის (5°C-მდე)	0.045	0.051	0.06
თბოქაღილიან (10-45°C)	0.022	0.025	0.032

გათბობის სისტემის თბოსადენებში წყლის მოცულობა ყოველ 1160 ვტ-ზე დაბალტემპერატურიანი წყლის შემთხვევაში აიღება 8 ლ, მაღალტემპერატურიანი წყლის შემთხვევაში კი 6 ლიტრი. გარე თბოსადენებში წყლის მოცულობა განისაზღვრება თბომომარაგების პროექტის მიხედვით.

სათბობ ხელსაწყოებში წყლის მოცულობა განისაზღვრება 6.5 ცხრილის მიხედვით.

ცხრილი 6.5

სათბობ ხელსაწყოების 1160 კვ. თბურ სიმძლავრეზე მოსულო წყლის მოცულობები

სათბობი ხელსაწყო	წყლის მოცულობა, როდესაც ცხელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურა, °C		
	95	105	130-150
M — 140 — AO ტიპის რადიატორი, სიმაღლით 500 მმ, წყლის მოძრაობით:			
ზემოდან ქვემოთ	10	9,9	7,5
ქვემოდან ზემოთ	12	11,2	9,0
რადიატორი, ფოლადი, პანელური, სვეტოვანი	8 25	7 7	6 2
წიბოვანი მილი, თუჩის	6 5	6 0	5 0
ბეტონის პანელი; $D_{\text{ბეტონის}} = 20$ მმ მიღებით	2 0	1,85	1,5
პლინტუსური კონვექტორა:			
20 КП	1 25	1,16	1,0
15 КП	0,88	0,82	0,7
კონვექტორი „კომფორტა“	0 8	0,74	0,6
ფარფიტოვანი კალორიფერი	0 5	0 47	0 4
თუჩის სექციური ქვაბი	3 0	3 0	—

შავალითი 6. 1: განესაზღვროთ საფართოებელი ქურჭლის მოცულობა ზედა განაწილების ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემისათვის, რომელშიც სათბობ ხელსაწყოებად გამოყენებულია M—140—AO ტიპის რადიატორები. შენობას გააჩნია ადგილობრივი საქვაბე (თუჩის სექციური ქვაბით), რომელიც გამოიმუშავებს 90°C ტემპერატურის ცხელ წყალს. სისტემის თბური სიმძლავრე შეადგენს 200 კვტ.

ვისარგებლოთ (6. 3) ფორმულით, რადგან შენობას გააჩნია ადგილობრივი საქვაბე, სისტემის შევსება ხდება წყალსადენიდან, ამიტომ $K=0,045$ (ცხრილი 6. 4), ხოლო სისტემაში წყლის მოცულობა, როდესაც 200 კვტ იქნება

$$V = (8 + 10 + 3) \frac{200}{1,16} = 3622 \text{ ლ.}$$

სადაც 8 არის გათბობის სისტემის თბოსადენში წყლის მოცულობა, როდესაც თბური დატვირთვა 1160 ვტ (1,16 კვტ) ტოლია, ხოლო 10 და 3 შესაბამისად წყლის მოცულობებია სათბობ ხელსაწყობსა და ქვაბში (ცხრილი 6. 5). აღნიშნული მონაცემების (6. 3) ფორმულაში ჩასმით მივიღებთ

$$r_{ს.გ.} = 0,045 \cdot 3627 = 163 \text{ ლ.}$$

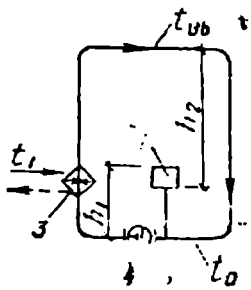
მაგალითი 6. 2. წინა მაგალითის მონაცემების მიხედვით განვსაზღვროთ საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა თუ სათბობ ხელსაწყობებზე გამოყენებულია „კომფორტის“ ტიპის კონვექტორები.

(6. 3) ფორმულის თანახმად,

$$v_{ს.გ.} = 0,045 (8 + 0,8 + 3 \cdot 700) : 1,16 = 92 \text{ ლ.}$$

როგორც განაგარიშება გვიჩვენებს, ერთი და იგივე თბური სიმძლავრის გათბობის სისტემებში სათბობ ხელსაწყობებზე რადიატორების გამოყენების შემთხვევაში საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა აღემატება მეტი, ვიდრე კონვექტორების გამოყენების შემთხვევაში.

დახურული საფართოებელი ჭურჭელი საპირფარო „ბალიშით“ (ან გაზით, თუ გამოიყენება აზოტი ან სხვა გაზი, რომელიც განცალკევებულია წყლისაგან მემბრანით) პერმეტულადაა შეკრული და შეუძლია გათბობის სისტემაში წნევის შეცვლა ფართო დიაპაზონში. სისტემაში გაცხელების შედეგად წყალი შეედინება საფართოებელ ჭურჭელში და კუმშავს ჰაერს (ან გაზს). ამ დროს სისტემაში წნევა იზრდება, თუ ავზის მოცულობა იქნება საჭიროზე ნაკლები, წნევა გაიზრდება რა სისტემაში მაქსიმალურად დასაშვებზე მეტად, გამოიწვევს ავარიას. როდესაც ტემპერატურის შემცირებით წყლის მოცულობა მოიკლებს, წნევა დაეცემა. ამიტომ დახურული საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა მკაცრად უნდა იქნეს გათვლილი სისტემაში პიდრავლიკური წნევის შესაძლო ცვლილების დიაპაზონით.



ნახ. 6. 22. წყლის სათბობი სისტემის ელემენტარულ დახურულ საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება:

- 1 — საფართოებელი ჭურჭელი;
- 2 — საცარქელაციო ტემპი;
- 3 — თბოგადაცემი.

წნევა იზრდება, თუ ავზის მოცულობა იქნება საჭიროზე ნაკლები, წნევა გაიზრდება რა სისტემაში მაქსიმალურად დასაშვებზე მეტად, გამოიწვევს ავარიას. როდესაც ტემპერატურის შემცირებით წყლის მოცულობა მოიკლებს, წნევა დაეცემა. ამიტომ დახურული საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობა მკაცრად უნდა იქნეს გათვლილი სისტემაში პიდრავლიკური წნევის შესაძლო ცვლილების დიაპაზონით.

დახურული საფართოებელი ჭურჭლის მარგი მოცულობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\tau_{\Sigma} = \frac{\Delta t_{\Sigma}}{\frac{P_{\Sigma}^{\text{ახ}}}{P_{\Sigma}^{\text{ინ}}}}, \quad (6.4)$$

სადაც Δt_{Σ} არის სისტემაში წყლის მოცულობის ნამატი, რომელიც განისაზღვრება (6. 2) ფორმულის საფუძველზე;

$P_{\Sigma}^{\text{ახ}}$ — აბსოლუტური წნევა ავზში წყლის პირველ შესვლამდე (ჩვეულებრივად იგი აღემატება ატმოსფერული წნევის ტოლი);

$P_{\Sigma}^{\text{ინ}}$ — აბსოლუტური წნევა ავზში სისტემის წყლით შევსების დროს ანუ ავზში წყლის მინიმალურად საჭირო წნევა;

$P_{\Sigma}^{\text{კვ}}$ — ავზში აბსოლუტური წნევა წყლის გაცხელების შემდეგ ანუ მაქსიმალურად დასაშვები მუშა წნევა.

დახურულ საფართოებელ ჭურჭელში საჭირო მინიმალური წნევა აღემატება ჭურჭლის მიერთების წერტილში ჰიდროსტატიკურ წნევაზე (გარკვეული მარაგით) მეტი. მარაგის ეს სიდიდე ($P_{\Sigma}^{\text{კვ}}$) საჭიროა სისტემის ზემო ნაწილში ჰაერის წნევის შესანარჩუნებლად. რაც გამორიცხავს ატმოსფეროდან ჰაერის არასასურველ შეწოვას და წყლის ადუღებას (განსაკუთრებით მაშინ, როდესაც $t_{\Sigma} > 100^{\circ}$). საბოლოოდ გვექნება

$$P_{\Sigma}^{\text{ინ}} = P_{\Sigma}^{\text{ახ}} + P_2 + P_{\Sigma}^{\text{კვ}}. \quad (6.5)$$

მაქსიმალურად დასაშვები წნევის სიდიდე. დახურული საფართოებელი ჭურჭლის ჩვეულებრივად უკუმისაღენზე მიერთების დროს (ნახ. 6. 22), დამოკიდებულია გათბობის სისტემის ელემენტების ზღვრულ მუშა წნევაზე ($\Delta P_{\Sigma}^{\text{კვ}}$) და გამოითვლება ფორმულით

$$P_{\Sigma}^{\text{კვ}} = P_{\Sigma}^{\text{ახ}} + P_{\Sigma}^{\text{კვ}} - (\Delta P_{\Sigma} + P_1), \quad (6.6)$$

სადაც ΔP_{Σ} არის ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა;

P_1 — ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე ავზში წყლის დონიდან სისტემის უდაბლეს წერტილამდე.

ზემო ფორმულებში P_1 და P_2 — ჰიდროსტატიკური წნევებია და სისტემაში h და h' წყლის სვეტების პროპორციულია.

აბსოლუტური წნევის გაზრდის მიზნით ავზში შეგვიძლია გამოვიყენოთ შეკუმშული ჰაერი. ამ დროს ავზის მოცულობა მცირდება. ავზის მოცულობის შემცირება შესაძლებელია აგრეთვე, თუ მას გადავიტანთ შენობის ზემო ნაწილში და მივაერთებთ ზემო მაგისტრალს. კოროზიის გამორიცხვის მიზნით ავზში შეიძლება გამოყენებული იქნეს ინერტული აირი (მაგალითად, აზოტი).

წყლით სათბობ სისტემებში ჰაერის დაგროვება ხელს უშლის თბოწმეცველის ცირკულაციას, იწვევს ხმაურს და ლითონის კოროზიას.

სათბობ სისტემებში ჰაერის მოხვედრა სხვადასხვა გზით ხდება. ჰაერი შეიძლება დარჩეს სისტემაში თავისუფალ მდგომარეობაში, სისტემის წყლით შევსების დროს, ან შეწოვილ იქნეს არამჭიდრო შეერთების ადგილებში, სისტემის ექსპლუატაციის პერიოდში. ჰაერი სისტემაში ხვდება აგრეთვე წყალში გახსნილი (აბსორბციული) სახით სისტემის წყლით შევსების დროს. სისტემის დეაერირებული წყლით შევსების დროს წარმოიქმნება წყალბადის ნარევი სხვა გაზებთან.

თავისუფალ მდგომარეობაში მოხვედრილი ჰაერის (რომელიც სისტემაში რჩება წყლით შევსების დროს) რაოდენობის დადგენა არ ხერხდება. მაგრამ ეს ჰაერი სისტემიდან ადვილად გაიყვანება ექსპლუატაციის პირველ დღეებში. ჰაერის შეწოვაც შეიძლება აცილებულ იქნეს თავიდან, თუ სისტემაში (განსაკუთრებით შეერთების ადგილებში) შევინარჩუნებთ ჰაერს წნევას.

წყლით პერიოდული შევსების დროს სისტემაში ხვდება ჰაერის მნიშვნელოვანი რაოდენობა წყალში გახსნილი სახით. ცივი, წყალსადენის წყალი შეიცავს 30 გ-მდე ჰაერს 1 ტ წყალზე, თბოქსელიდან მიღებული დეაერირებული წყალი კი მხოლოდ 1 გ-მდე ჰაერს.

წყლიდან ჰაერის თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა (გამოყოფა) დამოკიდებულია გათბობის სისტემაში წყლის წნევასა და ტემპერატურაზე. ქვემოთ მოცემულია ჰაერის უანგბადის ხსნადობის დამოკიდებულება წყლის ტემპერატურაზე (ატმოსფერული წნევის დროს).

წყლის ტემპერატურა °C	5	30	50	70	90	95
ჰაერის უანგბადის ხსნადობა გ/ტ	33	20	15	11	5	3

როგორც ჩანს, ტემპერატურის გაზრდით ჰაერის უანგბადის ხსნადობა წყალში მცირდება, ე. ი. გატყელების დროს ხდება წყლიდან უანგბადის მნიშვნელოვანი რაოდენობის გამოყოფა.

წნევის გაზრდით სისტემაში ჰაერის გამოყოფა მცირდება. წყალში გაზის ხსნადობის დამოკიდებულება წნევაზე გამოისახება ჰენრიის კანონით, რომლის თანახმადაც აბსორბირებული გაზის რაოდენობა მოცემული ტემპერატურის დროს პირდაპირპროპორციულია მისი წნევის და გამოისახება ფორმულით

$$P_1 = P_0 \frac{P_1}{P_0} \quad (6.7)$$

სადაც p_0 არის წყალში გაზის ხსნადობა ატმოსფერული წნევის დროს, გ/ტ;

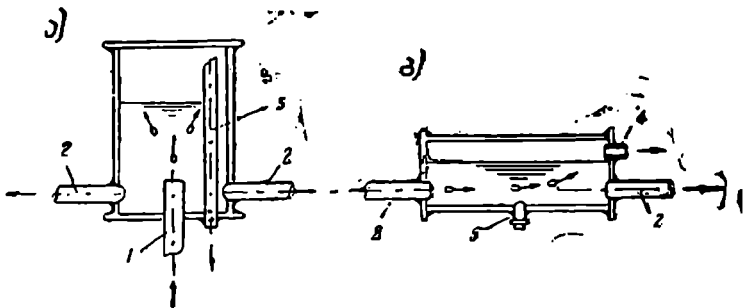
P_0 და P_1 — გაზის პარციალური წნევის სიდიდეები შესაბამისად აბსოლუტური და გაზრდილი ჰიდროსტატიკური წნეების დროს; მპა.

(6. 7) ფორმულიდან გამომდინარეობს, რომ მრავალსართულიანი შენობების წყლით სათბობი სისტემების თბოგადაცემზე ჰიდროსტატიკური წნევის ზემოქმედებით გაზის ხსნადობა წყალში იმდენად იზრდება, რომ 95°C ტემპერატურის დროსაც კი მათ არ შეუძლიათ თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა. თავისუფალ მდგომარეობაში გადასვლა მოხდება მხოლოდ ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელოვანი შემცირებით.

წყალში გახსნილი ჰაერი შეიცავს 38% ჟანგბადს. ამიტომ კოროზიის თვალსაზრისით იგი უფრო საშიშია, ვიდრე ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც როგორც ცნობილია, შეიცავს 21% ჟანგბადს.

გათბობის სისტემების ვერტიკალურ მილებში ჰაერის ბუშტულები შეიძლება ტივტივებდნენ ან იმყოფებოდნენ შეწონილ მდგომარეობაში. შესაძლებელია ჰაერის ბუშტულების წატაცება წყლის მიერ ქვემოთ.

ჰორიზონტალურ და დახრილ მილებში ჰაერის ბუშტულები იკავებენ ზემო ნაწილს. უმცირესი ნაწილაკების შეკავება წარმოებს მილების ხორკლიან ნიშებში. უფრო მსხვილი ნაწილაკები (მოცულობით 0,1 სმ³-ზე მეტი) კი დაცურავენ მილის ზედა კედელთან. მილ-

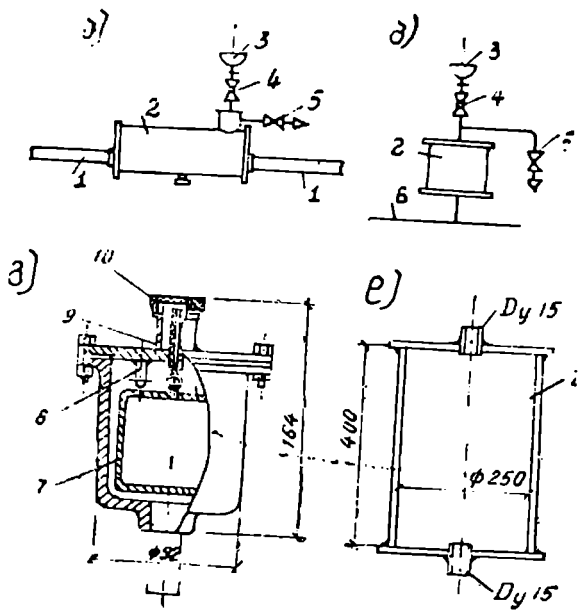


ნახ. 6. 23. გამდინარე ჰაერშემკრებები: ვერტიკალური მთავარ დგარზე (ა) და ჰორიზონტალური მაგისტრალზე (ბ):

1 — მთავარი დგარი; 2 — მაგისტრალები; 3 — მილი $d_{\text{პირ}} = 15$ მმ ონკანით; 4 — ქურო $d_{\text{კორ}} = 15$ მმ ჰაერის გამოსაშვები მილით; 5 — ქურო $d_{\text{კორ}} = 15$ მმ ქუქუცის გამოსაშვები საცობით.

სადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით 0.6 მ/წმ-მდე იწყება შეგროვილი ჰაერის დაშლა. ამ დროს კედლის ზედაპირს ჰაერის ნაწილაკები სცილდება და იწყება მათი მოძრაობა მრუდწირული ტრაექტორიით. როდესაც სიჩქარე 1 მ/წმ-ს გადააჭარბებს, წერილი ბუშტულები თანდათან ვრცელდება მილის მთელ განივკვეთში და წარმოიშობა წყალჰაერის ემულსია.

წყლით სათბობ ვერტიკალურ სისტემებში წყალში გახსნილი ჰაერი სისტემის ზემო ნაწილში ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირების გამო გადადის თავისუფალ მდგომარეობაში. ჰაერი მოძრაობს თბომცველის თანხვედნილად ან საწინააღმდეგოდ და იკრებება სისტემის უმაღლეს წერტილში. წყლის დიდი სიჩქარით მოძრაობის დროს



24. ჰაერშემკრებებს და ჰაერგამყვანებს დაყენების სქემები:

- ა — ჰორიზონტალური გამდინარე ჰაერშემკრებით; ბ — ვერტიკალური არაგამდინარე ჰაერშემკრებით; გ — ავტომატური ჰაერგამყვანი; დ — არაგამდინარე ჰაერშემკრები; 1 — მაკეტრალი; 2 — ჰაერშემკრები; 3 — ჰაერგამყვანი; 4 — ჩამქვტი ოსკანი; 5 — ხელის ჰაერგამომშვები ოსკანი; 6 — საპაერო ხაზი; 7 — ტივტივა; 8 — საბჯენი; 9 — ზამბარაინი-სარქველი; 10 — მცველი.

ჰაერი წარიტაცება წყლის ნაკადით ქვემოთ. აქ ტემპერატურის შემცირების და ჰიდროსტატიკური წნევის გაზრდის გამო კვლავ ხდება მისი აბსორბცია.

როცა გვეცოდინება გათბობის სისტემებში ჰაერის გამოყოფის და მოძრაობის თავისებურებანი, შეგვიძლია დავსახოთ სისტემიდან მათი გაყვანის ღონისძიებანი. ზედა განაწილების სისტემებში უზრუნველყოფენ ჰაერის მოძრაობას მათი შეკრების ადგილებისაკენ. ამ წერტილებში წყლის მოძრაობის სიჩქარეს ამცირებენ 0.1 მ/წმ-ზე დაბლა. მაგისტრალებს ამ დროს საჭიროა გაუკეთდეს სათანადო ქანობი. უმაღლეს წერტილებში იდგმება ვერტიკალური ან ჰორიზონტალური გამდინარე ჰაერშემკრებები.

„გადმობრუნებული“ ცირკულაციის მქონე სისტემებში, ე. ი. ისეთ სისტემებში, რომლებშიც უკუმაგისტრალი გაყვანილია მაღლა, გამოიყენება ღია საფართოებელი ჭურჭელი. ჰაერშემკრებიდან ჰაერი გაიყვანება პერიოდულად, ხელით ან ავტომატური ჰაერგაყვანით (ნახ. 6. 24). საფართოებელი ჭურჭლიდან ჰაერი გადის ღია გადამღვრელი მილის საშუალებით.

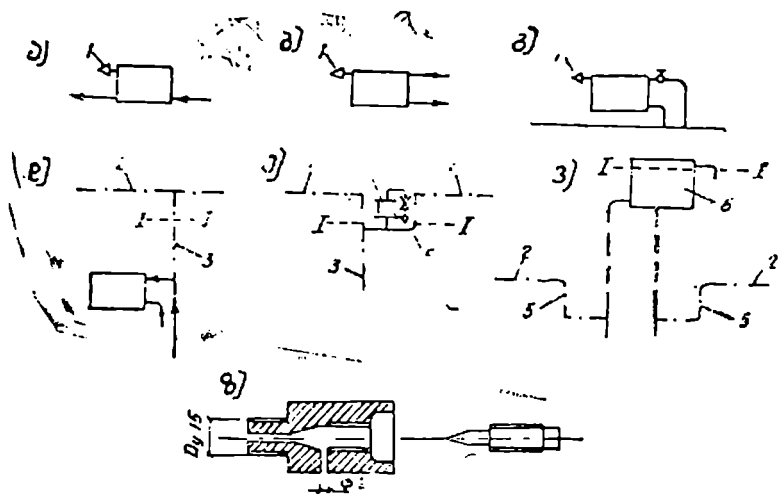
ჰაერშემკრების დიამეტრი უნდა აღემატებოდეს მაგისტრალის დიამეტრს 2—2,5-ჯერ.

ქვედა განაწილების სისტემებში ჰაერი გროვდება ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში. მათი გაყვანა ატმოსფეროში წარმოებს პერიოდულად ხელით ან ავტომატური საჰაერო ონკანით 1 (ნახ. 6. 25, ა) ან ცენტრალიზებულად საჰაერო მილების (2,3) საშუალებით (ნახ. 6. 25, დ).

ხელის საჰაერო ონკანის სქემა, რომლის პირობითი დიამეტრი 15 მმ-ია, ნაჩვენებია 6. 25, ზ ნახაზზე. ჰაერის გასაყვანად სისტემიდან უმჯობესია გამოყენებულ იქნეს ავტომატური საჰაერო ონკანები, რომელთა მუშაობის პრინციპი დამყარებულია მასალის თვისებაზე მშრალ მდგომარეობაში გაატაროს ჰაერი, დასველებისას კი დააკავოს.

ჰაერის ცენტრალიზებული გაყვანის დროს დგარების საჰაერო მილები უერთდებიან ჰორიზონტალურ საჰაერო მაგისტრალებს (ნახ. 6. 25, დ) და საჰაერო მარყუჟს, რომელიც გამოირიცხავს წყლის ცირკულაციას საჰაერო მილში. ჰაერის პერიოდულად გამოშვების მიზნით საჰაერო მარყუჟს უერთდება ვერტიკალური ჰაერშემკრები.

სისტემაში წყალსადენის წყლის პერიოდულად დამატების შემთხვევაში, როდესაც მაგისტრალი გაყვანილია ქვემოთ, ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყო მიზანშეწონილია მიერთებულ იქნეს სქემით „ქვემოდან ქვემოთ“ (ნახ. 6. 25, ა). ამ დროს ჰაერი გაიყვანება საჰაერო ონკანის 1 საშუალებით ან ცენტრალიზებულად (ნახ. 6. 25, დ).



ნახ. 6. 25. ქვემო განაწილების წყლით სათბობი სისტემიდან ჰაერის გაყვანა:

ა, ბ, გ. — საპაერო ონკანი (ზ — ხელის ონკანის დეტალი); დ — საპაერო 2 და 3 მილებიდან მარჯულებით 5; ე — გაუმდინარე ჰაერმეპკრებელიდან 4; ვ — ღია საფართოებელი ავზიდან 6; I-I — დგარებში და ავზში წყლის ზემო დონე.

დეაერირებული წყლით სისტემის კვების შემთხვევაში ზემო ნაწილიდან ჰაერი შეიძლება გამოიდევნოს წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით 0,3 მ/წმ-მდე და მეტად. გადიდებული ჰიდროსტატიკური წნევის ზონაში (ე. ი. სისტემის ქვემო ნაწილში) ეს ჰაერი აბსორბირებული იქნება წყლის მიერ. ჰაერის შთანთქმა (აბსორბცია) წყლის მიერ სწრაფად მიმდინარეობს ქვემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში არა მარტო წყლის დაბალი ტემპერატურის გამო, არამედ გადიდებული ჰიდროსტატიკური წნევის გამოც.

დაკვირვებები გვიჩვენებს, რომ „ქვემოდან ქვემოთ“ სქემით რადიატორების მილებთან მიერთების დროს, რადიატორებიდან ჰაერის მთლიან გამოდევნას 2-3 დღე სჭირდება საპაერო ონკანის გამოყენების გარეშე. ეს გარემოება კი გვაძლევს იმის საშუალებას, რომ გაეზარდოს ხელსაწყოს თბური ნაკადის სიმკვრივე, ხელსაწყოს მილებთან „ზემოდან ქვემოთ“ (ნახ. 6. 25, ბ) სქემით მიერთებისას.

მრავალსართულიანი შენობების ვერტიკალურ ცალმილოვან სისტემებში II-სებრი ან ბიფილარული (ორძაფა) დგარებით ზემო სართულზე შეგვიძლია დაეაყენოთ მხოლოდ ერთი საპაერო ონკანი, რო-

მელსაც გამოვიყენებთ დგარის წყლისაგან დაცლის დროს. სისტემის წყლით შევსების დროს კი ჰაერს გამოვდევნით დგარის ქვემო ნაწილიდან წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით.

§ 6. 8. ბათუმის სისტემაში წყლის ზანაბრივი ცირკულაციით

ბუნებრივი ცირკულაციის (გრავიტაციული) სისტემები ფართოდ იყო გავრცელებული XIX საუკუნეში. ელექტროტუმბოების შექმნის შემდეგ XX საუკუნის დასაწყისში და განსაკუთრებით კი ოქტომბრის რევოლუციის შემდეგ გრავიტაციულმა სისტემებმა გზა დაუძვეს ტუმბოიანს.

ამჟამად ბუნებრივი ცირკულაციის გამოყენების სფერო შეზღუდულია. ეს სისტემები გამოიყენება ცალკეული ბინების, სამგზავრო ვაგონების და იმ შენობების გასათბობად, სადაც დაუშვებელია ტუმბოს მიერ გამოწვეული ხმაურის ან ვიბრაციის გავრცელება. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ქალაქის არსებულ განაშენიანებაში მშენებარე მალლივი (კოშკურა) შენობის გასათბობად, როდესაც გაძნელებულია საინჟინრო კომუნიკაციების რეკონსტრუქცია ან გადაკეთება.

ბუნებრივი სისტემები გამოიყენება აგრეთვე მალლივი შენობების ცალკეული ზემო სართულების (მაგალითად, ტექნიკური სართულის) გასათბობად.

ბუნებრივ სისტემებს ტუმბოიანთან შედარებით გააჩნიათ მთელი რიგი უარყოფითი მხარეები, რომელთაგან აღსანიშნავია მათი მოქმედების რადიუსის სიმცირე (30 მ-მდე ჰორიზონტალური მიმართულებით), ლითონის დიდი ხარჯი და წყლის გაყინვის საშიშროება მილსადენში, რომელიც გადის გაუმთბარ სათავსებში.

მიუხედავად ზემოთ ჩამოთვლილი უარყოფითი მხარეებისა, ბუნებრივ სისტემებს გააჩნიათ მთელი რიგი დადებითი მხარეები: მართვია ბუნებრივი სისტემების მოწყობილობა და შესაბამისად ექსპლუატაცია, სისტემა მუშაობს უხმაუროდ და ვიბრაციის გარეშე, დიდია სისტემის საექსპლუატაციო პერიოდი (35-40 წელი კაპიტალური რემონტის გარეშე), სისტემის მუშაობა არ არის დამოკიდებული ელექტროენერგიით მომარაგებაზე.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებს ახასიათებთ „თვითრეგულირება“, რაც განაპირობებს სათავსის თანაბარ ტემპერატურას. სისტემაში წყლის ტემპერატურის და სიმკვრივის ცვლილების გამო იცვლება საციკულაციო წნევა და შესაბამისად წყლის ხარჯი. წყლის ტემპერატურის და ხარჯის (ე. ი. ხარისხის და რაოდენობის) ერთდროულ-

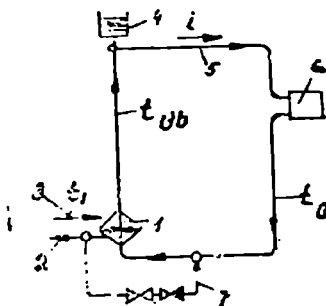
ლი ცვლილება უზრუნველყოფს სათბობი ხელსაწყოს ისეთ თბოგადაცემას, რომელიც სათავესში ამყარებს საჭირო ტემპერატურას.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემის პრინციპული სქემა ნაჩვენებია 6. 26 ნახაზზე. სისტემა დამოუკიდებელი სქემით მიერთებულია გარე თბოსადენებთან. სისტემის შევსება და პერიოდული კვება ხდება დეაერირებული წყლით უკუთბოსადენიდან. უკუთბოსადენში წნევა უნდა იყოს მაღალი, რათა უზრუნველყოფილ იქნეს სისტემის შევსება.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების სქემები ისეთივეა, როგორც ტუმბოვანი სისტემების. სქემათა ნაირსახეობიდან უპირატესობა ენიჭება იმ სქემას, რომელშიც ცხელი მაგისტრალი გაყვანილია ზემოთ. ამ დროს მილსადენში წყლის გაცივების გამო იზრდება ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე. ზედა განაწილების დროს საფართოებელი ჰურჭლის მიერთება (იგულისხმება ღია საფართოებელი ჰურჭელი) წარმოებს მთავარ დგარზე (ნახ. 6. 26). მიმწოდებელი და უკუმილსადენის ქანობები ემთხვევა მათში წყლის მოძრაობას. ეს კი იძლევა საშუალებას ჰაერი მოგროვდეს საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების ადგილას, საიდანაც იგი ყოველგვარი დაბრკოლების გარეშე საფართოებელი ჰურჭლის საშუალებით გაიყვანება ატმოსფეროში.

ჰაერის ასეთი მარტივი გაყვანა სისტემიდან საკმაოდ ამარტივებს მის ექსპლუატაციას.

ბუნებრივი ცირკულაციის შემთხვევაში ცალმილოვანთან შედარებით უპირატესობა ენიჭებათ ორმილოვან სისტემებს. ეს სისტემები ბუნებრივი ცირკულაციის დროს უფრო საიმედოა ცალკეულ სათავეებში საჭირო ტემპერატურის დამყარების თვალსაზრისით. მიუხედავად ამისა, მრავალსართულიან შენობებში ცალმილოვანი ვერტიკალური სისტემის გამოყენების შემთხვევაში მნიშვნელოვნად იზრდება ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე. ეს კი გვაძლევს უნიფიცირებული კვანძების გამოყენების საშუალებას.



ნახ. 6. 26. ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობი სისტემის პრინციპული სქემა: 2, 3 — გარე უკუ და მიმწოდებელი ხაზის კვანძები; 4 — საფართოებელი ხაზი; 5 — ზემო მიმწოდებელი მაგისტრალი; 6 — სათბობი ხელსაწყო; 7 — სისტემის შემავალი და მკვებავი მილი.

ბას. გ. რა ამისა, ცალკეული სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება განვა-
ლაგოთ თბომცველზე ან ქვაბზე დაბლა.

ორმილოვან სისტემებში საჭირო საციკულაციო წნევის შესა-
ქმნელად საჭიროა გავზარდოთ ვერტიკალური მანძილი 1-ლი სართუ-
ლის სათბობ ხელსაწყოსა და თბოგადამცემს შორის, თუნდაც 3 მ-მდე.
ერთსართულიან შენობებში ან ბინებში, აგრეთვე სამგზავრო ევგონებ-
ში ამ მანძილის დაცვა გამორიცხულია. ამ დროს თბოგადამცემის (ქვა-
ბის) და სათბობი ხელსაწყოების განლაგება ხდება ერთ დონეზე.

ბინის გათბობის სისტემები უკვე 100 წელზე მე-
ტია რაც გამოიყენება. ამ ხნის მანძილზე იცვლებოდა ქვაბის კონს-
ტრუქციები, სათბობი, მილები, სათბობი ხელსაწყოები, გამოიყენებო-
და სხვადასხვა სქემები, მაგრამ მოქმედების პრინციპი ყოველთვის
იყო ერთი და იგივე; სახელდობრ, წყლის მდგრადი ცირკულაციის შე-
საქმნელად საჭიროა თუნდაც ერთი მაგისტრალი გადიოდეს გასათბო-
ბი სათავსის ჰერთან. ამ დროს საციკულაციო წნევის შექმნა ხდება
მილსადენში წყლის გაცივების ხარჯზე. რაც შეეხება სათბობ ხელსა-
წყოებში წყლის გაცივებას, შესაძლებელია, რომ გაცივების ცენტრი
აღმოჩნდეს შეთბობის ცენტრზე დაბლა, რაც ხელს უშლის წყლის
ბუნებრივ ცირკულაციას.

ბინის გათბობის სისტემებში უმთავრესად გამოიყენება ორმი-
ლოვანი სქემა, როდესაც გამანაწილებელი მაგისტრალი გაყვანილია
ჰერთან, უკუმაგისტრალი კი იატაკთან ან იატაკქვეშა არხებში. ორმი-
ლოვანი სქემა შეიძლება გამოვიყენოთ მაშინაც, როდესაც როგორც
მიმწოდებელი, ასევე უკუმაგისტრალი ჰერთანაა გაყვანილი. ამ დროს
წყლის მდგრადი ცირკულაციის თვალსაზრისით უკუმაგისტრალი მარ-
ყუეების (მილების) საშუალებით მიერთებულ უნდა იქნეს თითოეული
ხელსაწყოს ქვედა ნაწილში. ეს კი ზრდის ლითონის ხარჯს და აძნე-
ლებს სისტემის წყლი-
საგან დაცვას.

შესაძლებელია აგ-
რეთვე ერთმილოვანი
ჰორიზონტალური სქე-
მის გამოყენება. ამ
დროს ერთ-ერთი მა-
გისტრალი გაყვანილ
უნდა იქნეს ზემოთ.

6.27 ნახაზზე ნაჩვენე-
ბია რკინიგზის სამგ-
ზავრო ევგონის გა-



ნახ. 6. 27. რკინიგზის სამგზავრო ევგონის
წყლით სათბობი სისტემის სქემა:

1 — ქვაბი; 2 — გამდინარე საფართოებე-
ლი ჰურჭული; 3 — ზემო მიმწოდებელი მაგის-
ტრალი; 4 — სათბობი გლუვი მილები; 5 —
საპირფარეშოს სათბობი ხელსაწყო.

თბობის სისტემის ერთი შტო. სათბობ ხელსაწყობად გამოყენებულია ორი გლუვი მილი 4, რომელიც გაყვანილია იატაკთან. ეს მილები დამოუკიდებლად უერთდებიან ზედა მაგისტრალს 3, რომელიც საცირკულაციო წნევის გაზრდის თვალსაზრისით გაიყვანება თბოიზოლაციის გარეშე. თბოიზოლაცია უკეთდება მხოლოდ მთავარ დგარს არასასურველი თბოდაწარმოების თავიდან ასაცილებლად.

§ 6. 10. წყლით სათბობი სისტემების წნევის ბაანარეზება

1. საცირკულაციო ტუმბოს წნევა

გათბობის სისტემაში ჩართულ ტუმბოებს, რომელთა დანიშნულებაა მილსადენში წყლის გადაადგილება, ეწოდება საცირკულაციო ტუმბოები. ეს ტუმბოები წნევას არ კმნიან, ისინი მხოლოდ თბომომცველს (წყალს) გადაადგილებენ და აძლიერებენ სისტემაში წყლის ცირკულაციას. გათბობის სისტემის წყლით შევსებაში საცირკულაციო ტუმბო არ მონაწილეობს. სისტემის შევსება წყლით წარმოებს გარე თბოქსელში ან წყალსადენში არსებული წნევის ხარჯზე. როდესაც ეს წნევა საკმარისი არ არის სისტემის შესავსებად, მაშინ გამოიყენება სპეციალური მკვებავი ტუმბოები.

გათბობის სისტემაში წყლის ცირკულაციის თვალსაზრისით ტუმბოს დაყენების ადგილს არავითარი მნიშვნელობა არა აქვს. მაგრამ მისი დაყენება, როგორც წესი, წარმოებს უკუმაგისტრალზე, რადგანაც ამ დროს წყლის ტემპერატურა არ აღემატება 70°-ს. ეს გარემოება კი ახანგრძლივებს ტუმბოს მუშაობის ვადებს. იმ შემთხვევაში კი, როდესაც საჭიროა ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირება ქვებში ან თბოგადამცემში, ტუმბოს დაყენება უმჯობესია მიმწოდებელ მაგისტრალზე. ამ დროს შერჩეულ უნდა იქნეს ისეთი კონსტრუქციის ტუმბო, რომელსაც შეუძლია მაღალი ტემპერატურის (100° და მეტი) წყლის გადაადგილება.

საცირკულაციო ტუმბოს სიმძლავრე დამოკიდებულია სისტემაში გადასადგილებელი წყლის რაოდენობაზე (ხარჯზე) და მის მიერ განთავრებულ საცირკულაციო წნევაზე.

ტუმბოს ხარჯი G_6 განისაზღვრება მის მიერ გადაადგილებული წყლის რაოდენობის ფარდობით იმ დროსთან, რა დროშიც ეს გადაადგილება მოხდა. საცირკულაციო ტუმბოს ხარჯი რიცხობრივად გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯის ტოლია

$$G_6 = G_{სისტ} , \quad (6.8)$$

ხოლო

$$G_{\text{სისტ}} = \frac{Q_{\text{სისტ}}}{I_{\text{სხ}} - I_0}, \quad (6.9)$$

სადაც $Q_{\text{სისტ}}$ არის გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრე, ვტ;

$I_{\text{სხ}}$ და I_0 — შესაბამისად ცხელი და ცივი წყლის თბომცულობები, (ენტალპიები), ჯ/კგ.

წყლის თბომცველობას გამოვითვლით ფორმულით

$$I = 4197T \text{ ჯ/კგ.} \quad (6.10)$$

სადაც T არის წყლის ტემპერატურა.

(6. 9) ფორმულაში თბომცველობები შეგვიძლია გამოვსახოთ კუთრი მასური თბოტევადობის (C) და ცხელი ($t_{\text{სხ}}$) და ცივი (t_0) წყლის ტემპერატურათა სხვაობით. მაშინ გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით

$$G_{\text{სისტ}} = \frac{Q_{\text{სისტ}}}{c(t_{\text{სხ}} - t_0)} \text{ კგ/წმ.} \quad (6.11)$$

გათბობის სისტემების გაანგარიშების დროს წყლის რაოდენობის განსაზღვრა წარმოებს ერთი საათის პერიოდისათვის, ამიტომ (6. 11) ფორმულა ღებულობს სახეს

$$G_{\text{სისტ}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{სისტ}}}{c(t_{\text{სხ}} - t_0)} = \frac{0,86 Q_{\text{სისტ}}}{I_{\text{სხ}} - I_0} \text{ კგ/სთ,} \quad (6.12)$$

სადაც $c = 4187$ ჯ/კგ. გრად.

ტუმბოს საციკლულაციო წნევა — ΔP_0 წარმოადგენს იმ კუთრ ენერგიას, რომელსაც ტუმბო გადასცემს წყალს. იგი ტოლია ტუმბოს დამჭირხნი მილყელიდან გამოსული და შემწოვ მილყელში შესული წყლის სრული ჰიდრავლიკური წნევების სხვაობისა

$$\Delta P_0 = \left(P_{\text{დაჭ}} + \frac{\rho}{2} w_{\text{დაჭ}}^2 + \rho g h_{\text{დაჭ}} \right) - \left(P_{\text{შეწ}} + \frac{\rho}{2} w_{\text{შეწ}}^2 + \rho g h_{\text{შეწ}} \right), \quad (6.13)$$

სადაც $P_{\text{დაჭ}}$ და $P_{\text{შეწ}}$ არის ჰიდროსტატიკური წნევები შესაბამისად დამჭირხნი და შემწოვ მილყელებთან, ნ/მ² ან პა;

$w_{\text{დაჭ}}$ და $w_{\text{შეწ}}$ — წყლის მოძრაობის სიჩქარეები, მ/წმ;

$h_{\text{დაჭ}}$ და $h_{\text{შეწ}}$ — წყლის დონეები ათვლის რაიმე სიბრტყიდან ტუმბოს დამჭირხნი და შემწოვი მილყელების მხარეზე, მ;

ρ — წყლის სიმკვრივე, კგ/მ³;

(6. 13) ფორმულა დაიწერება ასეც

$$\Delta P_3 = P_{\text{ჰა3}} - P'_{\text{ჰა3}} - \frac{P}{2} (\alpha'_{\text{ჰა3}} - \alpha'_{\text{ჰა3}}) + \rho g (h_{\text{ჰა3}} - h_{\text{ჰა3}}) \quad (6.14)$$

თუ გათბობის სისტემაში ვიყენებთ ჰორიზონტალურ ტუმბოს, რომლის დამკვირბნ და შემწვოვ მილყელებში წყლის მოძრაობის სიჩქარეები ტოლია ($\alpha_{\text{ჰა3}}$, $\alpha'_{\text{ჰა3}}$), მაშინ

$$\Delta P_6 = P_{\text{ჰა3}} - P_{\text{ჰა3}} \quad (6.15)$$

ე. ი. საციკულაციო წნევა ტუმბოს დამკვირბნ და შემწვოვ მილყელებში ჰიდროსტატიკურ წნევეათა სხვაობის ტოლია.

გათბობის სისტემებში წყლის მოძრაობის დროს ტუმბოს მიერ განვითარებული საციკულაციო წნევა იხარჯება სისტემის ჰიდრაული წინაღობის გადასალახად და მას გამოსახვენ პასკალობით. წყალსადენის ქსელში კი ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა იხარჯება წყლის რაიმე სიმაღლეზე ასაწევად და მას უწოდებენ ტუმბოს დაწნევას. იგი აღინიშნება H -ით და გამოისახება წყლის სვეტის მეტრობით (მ. წყ. სვ.).

ტუმბოიანი ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემებში გარდა ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევისა, წყლის გადაადგილებაზე გავლენას ახდენს გრავიტაციული ანუ ბუნებრივი წნევა. ამიტომ ტუმბომ უნდა განავითაროს უფრო ნაკლები წნევა, ვიდრე გათბობის სისტემის წინაღობაა. სახელდობრ, ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა (ΔP_6) უნდა იყოს სისტემის წინაღობაზე ($\Delta P_{\text{სისტ}}$) ბუნებრივად წარმოშობილი წნევის ($\Delta P_{\text{ბუნ}}$) სიდიდით ნაკლები

$$\Delta P_6 = \Delta P_{\text{სისტ}} - \Delta P_{\text{ბუნ}} \quad (6.16)$$

პრაქტიკული გაანგარიშების დროს საციკულაციო ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევის განსაზღვრა წარმოებს ფორმულით

$$\Delta P_6 = 100 \Sigma l \text{ პა.} \quad (6.17)$$

ე. ი. ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა აიღება სისტემის ყველაზე უფრო განფენილი (გრძელი) საციკულაციო რგოლის ყოველ გრძივ მეტრზე 100 პა-ს ტოლი.

(6. 17) ფორმულით ტუმბოს წნევის შერჩევა ყოველთვის არ არის გამართლებული. ამ ფორმულით გამოთვლილი წნევის დროს მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე დაახლოებით 3-ჯერ ნაკლები გამოდის აკუსტიკური ნორმებით გათვალისწინებულ ზღვრულ სიჩქარეზე. ეს კი, სისტემაში გარდა ლითონის ხარჯის გაზრდისა, იწ-

ვევს ჰიდრავლიკური რეჟიმის დარღვევას, რაც აქვეითებს მის თბურ საიმედოობას (მდგრადობას). სისტემის თბური მდგრადობის დაქვეითება გამოწვეულია ხელსაწყოში წყლის რაოდენობაზე ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის გავლენის გაზრდით. ამიტომ სისტემის საჭირო ჰიდრავლიკური რეჟიმის უზრუნველსაყოფად მრავალსართულიან შენობებში მიზანშეწონილია ტუმბოს მიერ განვითარებული საცირკულაციო წნევის უფრო გაზრდა, ვიდრე ეს (6. 17) ფორმულიდან გამომდინარეობს.

ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევის გაზრდა გამართლებული უნდა იქნეს ეკონომიკური მოსაზრებებით. ეკონომიკური გაანვარიშების ჩატარების დროს საჭიროა, რომ გათბობის ს-სტემის წლიური საექსპლუატაციო ხარჯები იყოს მინიმალური. სისტემაში წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით მცირდება მილსადენის დამატური, რის გამოც მცირდება კაპიტალდაბანდებანი სისტემის მოწყობაზე და ხარჯები მის ექსპლუატაციასა და მიმდინარე რემონტზე. მეორე მხრივ, იზრდება გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური წინაღობა და შესაბამისად ტუმბოს მიერ დახარჯული ელექტროენერგია. ეკონომიკური გაანგარიშების ჩატარების მიზანია შერჩეულ იქნეს წყლის მოძრაობის სიჩქარის და სისტემის ჰიდრავლიკური წინაღობის ოპტიმალური მნიშვნელობები (ე. ი. ისეთი მნიშვნელობები, როდესაც დანახარჯები იქნება მინიმალური).

პრაქტიკაში ზოგჯერ იძულებული ვხდებით შევზღუდოთ საცირკულაციო ტუმბოს წნევა და შესაბამისად წყლის მოძრაობის სიჩქარე. ეს შეზღუდვა ეხება ისეთი გათბობის სისტემას, რომელიც გარე თბოქსელთან მიერთებულია დამოკიდებული სქემით (ნახ. 6. 1 გ, დ). განსაკუთრებით იმ შემთხვევაში, როდესაც წნევათა სხვაობა გარე მიმწოდებელ და უკუთბოსადენებს შორის (შენობის მიერთების ადგილას) უმნიშვნელოა.

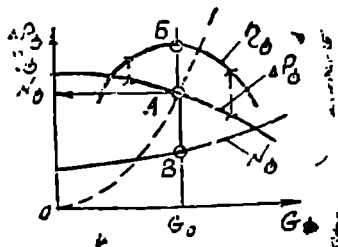
ტუმბოს საცირკულაციო წნევის გარკვეულ შეზღუდვას ადგილი აქვს აგრეთვე გათბობის ისეთ სისტემებში, რომელთაც ადგილობრივი საქვაბები გააჩნიათ (ნახ. 6. 1, ა) და თუ პერსპექტივაში გათვალისწინებულია ამ საქვაბის ლიკვიდაცია და სისტემის გარე თბოქსელთან დამოკიდებული სქემით მიერთება. ასეთ შემთხვევაში, გარე თბოქსელის დაპროექტებისას, გარე თბოქსელთან გათბობის სისტემის მიერთების ადგილას წნევათა სხვაობა აიღება 120 კპა-ის ტოლი.

წყლით სათბობ ტუმბოიან სისტემებში მიზანშეწონილია სპეციალურად გათბობის სისტემებისათვის განკუთვნილი ტუმბოების გამოყენება, რომელთაც შეუძლიათ მნიშვნელოვანი რაოდენობით წყლის გადაადგილება შედარებით დაბალი წნევის დროს. ეს ტუმბოები არის

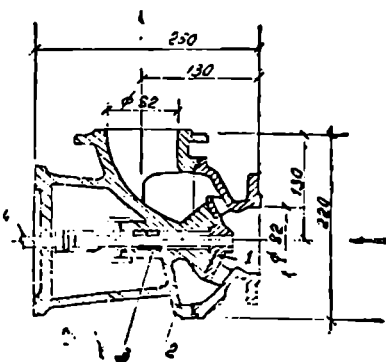
პორიზონტალური, რადიალური (ცენტრიდანული), ღერძული და დიაგონალური ტიპის. ისინი უზმურონი არიან, უშუალოდ უერთდებიან ელექტროძრავას და მაგრდებიან მილსადენზე სპეციალური საძირკვლების მოწყობის გარეშე.

ტუმბოს შერჩევა ხდება საქარხნო მახასიათებლების მიხედვით (ნახ. 6. 28), რომელიც გამოხატავს დამოკიდებულებას ტუმბოს ხარჯსა (G_0) და შესაბამისად საცირკულაციო წნევას (ΔP_0), სიმძლავრესა (N_0) და მარგი ქმედების კოეფიციენტს (η_0) შორის. გათბობის ტუმბოებისათვის დამახასიათებელია საცირკულაციო წნევის შემცირება და სიმძლავრის გაზრდა ტუმბოს ხარჯის გაზრდასთან ერთად. წყლის გარკვეული ხარჯისათვის მ. ქ. კოეფიციენტს აქვს მაქსიმალური მნიშვნელობა (წერტილი ნ, ნახ. 6. 28). $G_0 - \Delta P_0$ მონაკვეთს, რომელიც ნახაზზე მსხვილი ხაზითაა აღნიშნული, ტუმბოს მახასიათებლის მუშა მონაკვეთი ეწოდება. ამ მონაკვეთზე მდებარე წერტილებს ეწოდება მუშა წერტილები.

ტუმბოს შერჩევის დროს ორიენტაცია უნდა ავიღოთ ერთ-ერთ მუშა წერტილზე, რომელიც მდებარეობს მუშა მონაკვეთზე. ამ პირობის გათვალისწინებით ტუმბოს შერჩევის დროს შესაძლებელი იქნება საანგარიშო პარამეტრების უზრუნველყოფა, ხმაურის გამორიცხვა და ელექტროენერჯის ხარჯის შემცირება. გათბობის სისტემის ჰიდრაულიკური გაანგარიშების დროს ტუმბოს მიერ მუშა წერტილში (A) განვითარებული წნევა (ΔP_0) აიღება როგორც საწყისი სიდიდე. უსაძირკვლო



ნახ. 6. 28. საცირკულაციო ტუმბოს მახასიათებლები (მ. ქ. კოეფიციენტი, წნევა, სიმძლავრე) და გათბობის სისტემის მახასიათებელი (წვეტილი ხაზი).



ნახ. 6. 29. დიაგონალური საცირკულაციო ტუმბო:

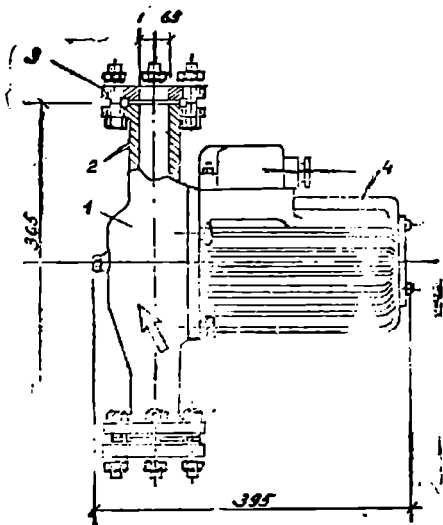
- 1 — მუშა თვალი; 2 — კორპუსი; 3 — ჩოხლიანი შეშვიდროება; 4 — ელექტროძრავას ლილვი.

რადიონალურ - საციკულაციო ტუმბოებს მიეკუთვნება 6.29 ნახაზე წარმოდგენილი ЦНИПС-ის ტიპის ტუმბოები, რომელთაც შეუძლიათ საათში 22 ტ წყლის გადაადგილება 25 კვა (2500 კგ/მ²) საციკულაციო წნევის დროს.

რადიალურ (ცენტრიდანულ) ტუმბოებს მიეკუთვნება ЦВЛ ტიპის ტუმბოები (ნახ. 6.30). მათი ხარჯი შეადგენს 2,5-დან 25-მდე ტ/სთ, გადასადგილებელი წყლის ტექპერატურაა არა უშეტეს 115°C-ისა. მაქსიმალური ჰიდროსტატიკური წნევა ტუმბოს კორპუსში შეადგენს 0,6 მპა (როდესაც $d_{\text{აირ}} 25 \div 32$ მმ) და 1 მპა (როდესაც $d_{\text{აირ}} 40$ მმ) ტუმბოსთან მიერთებულია 0,04—1,1 კვტ სიმძლავრის ჰორიზონტალური ელექტროძრავა. განვითარებული საციკულაციო წნევა იცვლება 20-დან 92 კვა-მდე.

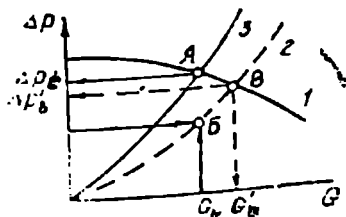
თუ სპეციალური დანიშნულების გათბობის ტუმბოები არ გავეჩნია, შეიძლება გამოვიყენოთ საერთო დანიშნულების მაღალწნევიანი ცენტრიდანული ტუმბოები. ამ ტუმბოებს ზემოთ აღწერილ ტუმბოებთან შედარებით აქვთ დაბალი სამონტაჟო და საექსპლუატაციო მახასიათებლები, სახელდობრ: ეს ტუმბოები უნდა დაიდგას სპეციალურ საძირკვლებზე, ისინი ქმნიან ხმაურს, იწვევენ მილსადენის და სამშენებლო კონსტრუქციების ვიბრაციას, მათი გამოყენების დროს იზრდება ელექტროენერგიის ხარჯი და ტუმბოს გამორთვის შემთხვევაში მილსადენში წყლის ცირკულაციის შესანარჩუნებლად საჭიროა დამატებითი შემომვლები მილის მოწყობა.

ზოგადი დანიშნულების ცენტრიდანული ტუმბოები მათი საკატალოგო მონაცემების მიხედვით ხშირად არ უდგებიან გათბობის სის-



ნახ. 6. 30. რადიალური საციკულაციო ტუმბო

- 1 — კორპუსი; 2 — დამპირხნი მილყელი; 3 — მილის მისაერთებელი კონტრქანჩი; 4 — ელექტროძრავა.



ნ.ბ. 6. 31. საციკულაციო ტუმბოს შერჩევა, როდესაც

$$\Delta P_{\text{გ}} > \Delta P'_{\text{სსგ}}$$

- 1 — ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევის მახასიათებელი;
2 და 3 — გათბობის სისტემის მახასიათებელი რეგულირებაშუა მის შემდეგ.

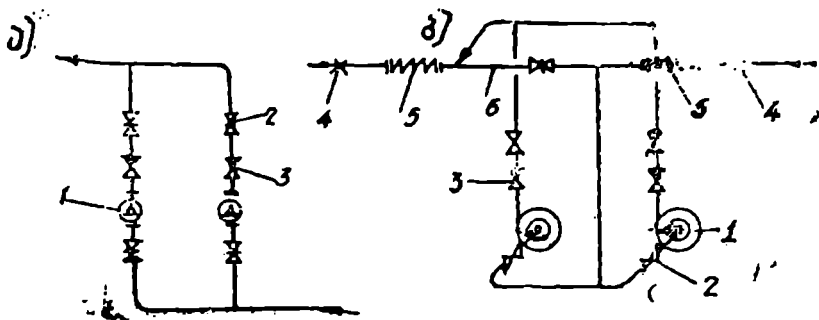
აადვილებს წყალს $G_{\text{გ}} = G'_{\text{სსგ}} (> G_{\text{სსგ}})$ და განავითარებს წნევას $\Delta P_{\text{გ}} = \Delta P'_{\text{სსგ}} (> \Delta P_{\text{სსგ}})$. შესაბამისად გაიზრდება ელექტროენერგიის ხარჯიც. თუ გათბობის სისტემაში მოვაწყოთ დამატებით წინაღობას დიაფრაგმის ან მკირე დიამეტრის მილსადენის მონაკვეთის სახით (ან ორდინატა), სისტემის მახასიათებელი შეგვიძლია მივიყვანოთ A წერტილში. ამ წერტილში ტუმბოს ხარჯი შეესაბამება სისტემაში წყლის საინგარიშო ხარჯს ($G_{\text{გ}} = G_{\text{სსგ}}$), ხოლო მის მიერ განვითარებული წნევა ($\Delta P_{\text{გ}}$) ეთანადება რეგულირების შემდეგ დამყარებულ სისტემის წნევას.

სპეციალური საციკულაციო ტუმბოები უძლებენ მაღალ ჰიდროსტატიკურ წნევებს. მათი კორპუსი გათვლილია 0,6—1,0 მპა წნევაზე, მაშინ როდესაც ზოგადი დანიშნულების ტუმბოები უძლებენ შედარებით მცირე ჰიდროსტატიკურ წნევებს. ასე: მაგალითად, K ტიპის მსხვილი ცენტრიდანული ტუმბოებისათვის დასაშვები წნევა შეწოვაზე შეადგენს 0,15 მპა-ს. ამიტომ საერთო დანიშნულების ტუმბოების გამოყენების დროს საჭიროა მათი შემოწმება შეწოვაზე მოსალოდნელ ჰიდროსტატიკურ წნევაზე (1,5 K -დან 4 K -მდე დასაშვებია დაწნევა 0,5 მპა-მდე).

გათბობის სისტემაში, როგორც წესი, იდგმება ორი ერთნაირი საციკულაციო ტუმბო, რომელთაგან ერთი მუშაობს, მეორე კი სარეზერვოა. მილსადენის მიერთება სპეციალურ და საერთო დანიშნულების ტუმბოებთან სხვადასხვა სქემით ხდება. 6. 32. ა ნახაზზე ნაჩვენებია სპეციალური ტუმბოების ჩართვის სქემა, ხოლო 6. 32, ბ ნახაზზე — საერთო დანიშნულების ტუმბოს ჩართვის სქემა. მეორე

ტუმბოს. ამ დროს იძლეული ვხვდებით ხელოვნურად შევცვალოთ მათი წნევა საჭირო ხარჯის ინისაღწევად.

6.31 ნახაზზე ნაჩვენებია ისეთი შემთხვევა, როდესაც გათბობის სისტემაში გამოყენებულია ტუმბო, როელიც ანვითარებს შეტ წნევას, ვიდრე საჭიროა ($\Delta P_{\text{გ}} > \Delta P'_{\text{სსგ}}$). სისტემის მახასიათებელი, რომელიც გავლებულია სისტემაში წყლის სარჯის ($G_{\text{სსგ}}$) და წნევის კარგვის ($\Delta P'_{\text{სსგ}}$) მიხედვით (წყვეტილი ხაზი 2) ტუმბოს მახასიათებელს კვეთს B წერტილში. ამ დროს ტუმბო გადა-



ნახ. 6. 32. მილების მიერთების სქემები უსაძირკვლო (ა) და ზოგადსამრეწველო (ბ) საცირკულაციო ტუმბოებთან:

1 ტუმბო; 2 — ურღული; 3 — უქუსარქველი; 4 — უძრავი საყრდენები; 5 — ვიბროსაიზოლაციო საფენები; 6 — შემომღები მილი ურღულით.

სქემაზე ნაჩვენებია შემომღები მილი 6 ურღულით, რომელიც ნორმალურ მდგომარეობაში დაკეტილია; ვიბროსაიზოლაციო საფენი 5 (რეზინის ან დაარმატურებული სპირალური მავთულით); უძრავი საყრდენები 4, რომლებიც გამოირცხავს რეზინის საფენის ღერძულ დაგრძელებას.

ვიბროსაიზოლაციო საფენებით და საყრდენებით უნდა აღიქურვოს აგრეთვე საერთო დანიშნულების ტუმბოების საძირკვლები.

ტუმბოს შემწოვ და დამჭირხნ მხარეებზე მოთავსებული ურღულები (როგორც ტუმბოს მოქმედების, ასევე უმოქმედობის შემთხვევაში) ყოველთვის ღიაა. განსაკუთრებით თუ გათვალისწინებულია ტუმბოების ავტომატური გადართვა. წყლის უკუცირკულაციას ტუმბოში მისი უმოქმედობის დროს. გამოირცხავს სპეციალურად დაყენებული უქუსარქველი.

ადვილად დასამონტაჟებელი უსაძირკვლო ტუმბო გათბობის სისტემაში შეიძლება მოეწყოს ერთი ცალიც. ამ დროს სარეზერვო ტუმბო ინახება საწყობაში თბური პუნქტის მახლობლად.

ტუმბოს სიმძლავრე ტოლად ხარჯის ნაშრავლისა მის მიერ განვითარებულ წნევაზე. ტუმბოსთან მიერთებული ელექტროძრავას სიმძლავრე განისაზღვრება ტუმბოს მარგი ქმედების (η_ბ) და მარაგის (k) კოეფიციენტების გათვალისწინებით

$$N_{\text{ავთ}} = \frac{k L_{\Delta} \Delta P_{\Delta}}{3600 \eta_{\Delta}} \text{ ვტ.} \quad (6.18)$$

სადაც L_{Δ} არის ხარჯი მ³/სთ, ხოლო ΔP_{Δ} — ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა პა (ნ/მ²);

მარაგის k კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ტუმბოს გაშვების მომენტს, მაქსიმალურ მნიშვნელობას (1,5) აღწევს ელექტროძრავას მინიმალური სიმძლავრის დროს. ელექტროძრავას სიმძლავრის გაზრდით მარაგის კოეფიციენტი მცირდება:

2. შემრევი დანადგარების საციკულაციო წნევა

შემრევი დანადგარები (შემრევი ტუმბო და წყალქავლური ელვატორი) გამოიყენება გათბობის სისტემებში თბოქსელიდან შემოსული მაღალი ტემპერატურის მქონე წყლის ტემპერატურის შესამცი-რებლად გათბობის სისტემისათვის საჭირო წყლის ტემპერატურამდე. გარდა ამისა, ამ დანადგარების საშუალებით ხდება სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემის ადგილობრივი რეგულირება, რომელიც ერთგვარ დახმარებას უწევს თბოსადგურში წარმოებულ ცენტრალურ რეგულირებას.

მაღალი ტემპერატურის მქონე წყალი გარე თბოქსელიდან, თბოსადგურში მოთავსებული ქსელური საციკულაციო ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევის ხარჯზე, მიეწოდება შერევის წერტილს. ამ წყლის ხარჯი დამოკიდებულია გათბობის სისტემის თბურ სიმძლავრეზე

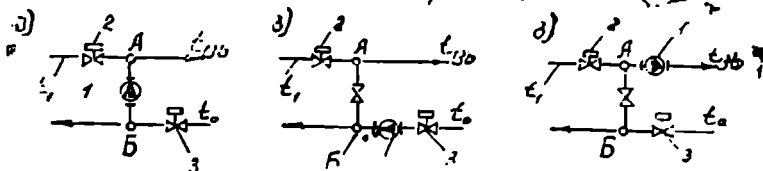
$$G_1 = \frac{Q_{სისტ}}{c(t_1 - t_0)} \quad (6.19)$$

და იგი მით უფრო მცირეა, რაც უფრო მაღალია მისი t_1 ტემპერატურა. გათბობის სისტემიდან დაბრუნებული წყლის ტემპერატურაა t_0 . ხოლო ხარჯი G_0 .

გათბობის სისტემიდან დაბრუნებული წყლის ხარჯის ფარდობას თბოქსელიდან შემოსული მაღალი ტემპერატურის მქონე წყლის ხარჯთან ეწოდება შერევის კოეფიციენტი და აღინიშნება U ასოთი.

$$U = \frac{G_0}{G} = \frac{t_1 - t_{0b}}{t_{0b} - t_0}, \quad (6.20)$$

სადაც t_{0b} არის გათბობის სისტემაში მისაწოდებელი ნარევი (ცხელი) წყლის ტემპერატურა. როგორც (6. 20) ფორმულიდან ჩანს, შერევის კოეფიციენტი (U) მით მეტია, რაც უფრო მაღალია თბოქსელიდან შემრევი დანადგარში შესული წყლის ტემპერატურა. შერევის კოეფიციენტი იშვიათად აღემატება 3-ს. ასე, მაგალითად, თუ გარე თბოქსელიდან მოედინება წყალი, რომლის ტემპერატურაა $t_1 = 150^\circ\text{C}$,



ნახ. 6. 33. შემრევი დანადგარის პრინციპული სქემები:

1 — შემრევი ტუმბო; 2 — ტემპერატურის რეგულატორი; 3 — გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯის რეგულატორი.

ხოლო გათბობის სისტემაში ცხელი და გაცივებული წყლის ტემპერატურებია $t_{\text{ცხ}} = 95^\circ$ და $t_{\text{გ}} = 70^\circ$, მაშინ შერევის კოეფიციენტი იქნება

$$U = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

ეს იმას ნიშნავს, რომ თბოქსელიდან შემოსული მაღალტემპერატურული წყლის ყოველ ერთეულზე შერევის დროს უნდა მოდიოდეს გაცივებული წყლის 2,2 ერთეული.

შემრევი დანადგარში ცხელი და ცივი წყლის შერევა ხდება თანაბარი წნევების ხარჯზე. ამ წნევების შექმნა კი წარმოებს ორი აპარატის საშუალებით, რომელთაგან ერთი, ქსელური საციკულაციო ტუმბო, მოთავსებულია თბოსადგურში, ხოლო მეორე. შემრევი დანადგარი (შემრევი ტუმბო ან ელევატორი) მოთავსებულია გასათბობ შენობაში.

შემრევი ტუმბო შეიძლება ჩაირთოს მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალების შემაერთებელ A—B მონაკვეთზე (ნახ. 6. 33, ა) ან გათბობის ადგილობრივი სისტემის უკუ (ნახ. 6. 33, ბ) ან მიმწოდებელ მაგისტრალზე (ნახ. 6. 33, გ). ამ სქემებზე ნაჩვენებია ტემპერატურის 2 და ხარჯის 3 რეგულატორები. მარეგულირებელი სარქველ 2-ის დანიშნულებაა მოახდინოს სისტემის ხარისხობრივ-რაოდენობრივი რეგულირება გათბობის სეზონის განმავლობაში, მაღალტემპერატურული წყლის ტემპერატურასა და რაოდენობის ცვლილებების ხარჯზე. მარეგულირებელი სარქველის 3 დანიშნულებაა გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯის რეგულირება სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებისას.

ზემოთ განხილული 3 სქემიდან შემრევი ტუმბოს მუშაობისათვის ყველაზე ხელსაყრელი პირობები იქმნება, როდესაც ის მოთავსებულია მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალების შემაერთებელ A—B მონაკვეთზე. ამ დროს ტუმბო გადაადგილებს შედარებით მცირე რაოდენობის (G_0) და დაბალი ტემპერატურის მქონე წყალს ($t \leq 70^\circ\text{C}$),

ვიდრე, როდესაც იგი მოთავსებულია მიწოდებელ ან უკუმაგისტრალზე ($G_{სისტ}$), ამ დროს

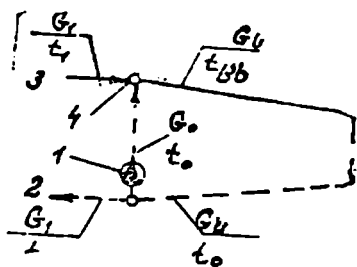
$$G_{\phi} = G_{\phi}$$

სადაც

$$G_{\phi} = G_{სისტ} - G_1$$

A—B მონაკვეთზე ტუმბო მუშაობს ქსელური ტუმბოს პარალელურად. იგი შერევის A წერტილში აწოდებს წყალს ისე, რომ ზრდის მის წნევას გარე თბოქსელიდან შემოსული მაღალტემპერატურული წყლის წნევამდე. შემრევი ტუმბო გავლენას არ ახდენს გათბობის ადგილობრივი სისტემის საციკულაციო წნევაზე. რომელიც განისაზღვრება გარე თბოსადენში წნევითა სხვაობის ხარჯზე.

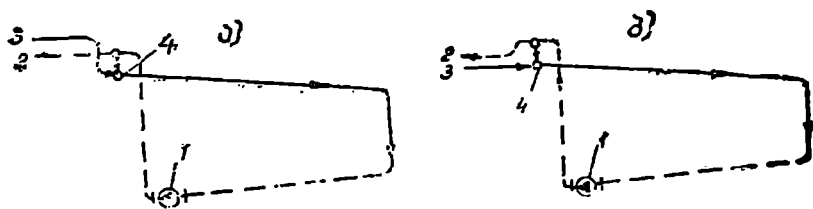
პიდრავლიკური წნევის ცვლილება სისტემაში და A—B მონაკვეთზე ნაჩვენებია ნ. 34 ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, წყლის მოძრაობის მიმართულებით წნევა თანდათან მცირდება როგორც მიმწოდებელ (დახრილი მთლიანი ხაზი), ასევე უკუმაგისტრალზე (დახრილი წყვეტილი ხაზი). წნევის დაცემას ადგილი აქვს დგარში (მთლიანი ვერტიკალური ხაზი), ხოლო მის მომატებას კი A—B მონაკვეთზე (წყვეტილწერტილოვანი ხაზი).



ნახ. 6. 34. გათბობის დამოკიდებულ სისტემაში პიდრავლიკური წნევის ცვლილება, როდესაც შემრევი ტუმბო დაყენებულია მიმწოდებელ ან უკუმაგისტრალზე შესაერთებელ მონაკვეთზე:

1 — შემრევი ტუმბო; 2, 3 — წნევა გარე, უკუ და მიმწოდებელ თბოსადენებში; 4 — წნევა შერევის წერტილში.

როდესაც გარე თბოსადენში წნევა არ არის საკმარისი გათბობის სისტემაში წყლის საციკულაციოდ, მაშინ შემრევი ტუმბო ირთება უშუალოდ მაგისტრალში. შემრევი ტუმბო ამ დროს ჩართულია ქსელურ საციკულაციო ტუმბოსთან მიმდევრობით. იგი შერევის გარდა ავითარებს წნევას, რომელიც საჭიროა გათბობის სისტემაში წყლის ნორმალური ცირკულაციისათვის. ასეთ ტუმბოს უწოდებენ საციკულაციო-შემრევი ტუმბოს. ეს ტუმბო შეიძლება მოთავსებულ იქნეს როგორც მიმწოდებელ (ამ დროს მას უხდება მაღალტემპერატურულ პირობებში მუშაობა), ასე-

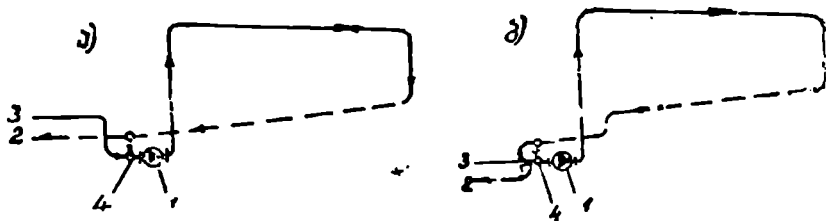


ნახ. 6. 35. გათბობის დამოკიდებულ სისტემაში ჰიდრავლიკური წნევის ცვლილება, როდესაც ტუმბო ჩართულია საერთო უკუმპაგისტრალში და მარეგულირებელი სარქველი დაყენებულია მიმწოდებელ (ა) ან უკუმპოსადენზე (ბ).
(აღნიშვნები 1—4 ანალოგიურია 6.34 ნახაზისა).

ვე უკუმპაგისტრალზე. ტუმბოს მიერ გადაადგილებული წყლის ხარჯი (G_6) გათბობის სისტემაში წყლის ხარჯის ($G_{სადა}$) ტოლია.

6. 35 ნახაზზე ნაჩვენებია გათბობის სისტემაში ჰიდრავლიკური წნევის ცვლილება, როდესაც საცირკულაციო-შემრევი ტუმბო ჩართულია საერთო უკუმპაგისტრალში. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, ჰიდრავლიკური წნევა გათბობის სისტემაში უფრო დაბალია, ვიდრე გარეთბოსადენებში. ასეთ შემთხვევაში ყოველთვის საჭიროა შემოწმება იმისა, რომ ხომ არ ექნება ადგილი სისტემაში წყლის ადუღებას ან პაერის შეწოვას და მიღებულ უნდა იქნეს ზომები მათ გამოსარიცხად. ტუმბო ზრდის წნევას გარე უკუმპოსადენში არსებულ წნევამდე (ნახ. 6. 35, ა). მარეგულირებელი სარქველი (ტემპერატურის რეგულატორი) 2 ამ დროს მოთავსებულია მიმწოდებელ გარეთბოსადენზე. მისი საშუალებით ხდება შერევა და ცხელი წყლის ტემპერატურის რეგულაცია. თუ გარე მიმწოდებელ თბოსადენში წნევა ნაკლებია უკუმპოსადენში წნევაზე (ნახ. 6. 35, ბ). მაშინ მარეგულირებელი სარქვი უნდა მოთავსდეს უკუმპოსადენზე.

ჰიდრავლიკური წნევის ცვლილება, როდესაც შემრევი ტუმბო მოთავსებულია საერთო მიმწოდებელ მაგისტრალზე. ნაჩვენებია 6. 36 ნახაზზე. თუ წნევა გარე მიმწოდებელ თბოსადენში მეტია გარე უკუმპოსადენში წნევაზე (ნახ. 6. 36, ა), მაშინ მარეგულირებელი სარქველი თავსდება მიმწოდებელ თბოსადენზე. ამ დროს გაითვალისწინება ის გარემოება, რომ წნევა უკუმპოსადენიდან გადაეცემა გათბობის სისტემას და მოახდენს მის შევსებას. მიმწოდებელ მაგისტრალზე მოთავსებულ ტუმბოს გარდა შერევისა შეუძლია წყალი ასწიოს მაღლივი შენობების გათბობის სისტემების ზემო ნაწილში. ასეთ შემრევე ტუმბოებს ეწოდებათ სა-



ნახ. 6. 36. გათბობის დამოკიდებულ სისტემაში ჰიდრაულიკური წნევის ცვლილება, როდესაც ტუმბო ჩართულია საერთო მიწოდებულ მაგისტრალში და მარეგულირებელი სარქველი დაყენებულია მიწოდებულ (ა) ან უკუ (ბ) თბოსადენებზე.
(აღნიშვნები—4 ანალოგიურია 6. 34 ნახზისა).

ცირკულაციო-ამწევი ტუმბოები. ამ შემთხვევაში გათბობის სისტემაში ჰიდრაულიკური წნევა აღემატება გარე თბოსადენში არსებულ წნევას (ნახ. 6. 36, ბ) და მარეგულირებელი სარქველი საჭიროა მოთავსდეს ტუმბოს შემდეგ, უკუთბოსადენზე.

შემრევი ტუმბოები საციკულაციო ტუმბოების ანალოგიურად იდგმება ორი ცალი, რომელთაგან ერთი სარეზერვოა. ეს ტუმბოები ყოველთვის ჩართულია ერთმანეთის პარალელურად.

გათბობის ადგილობრივი სისტემის თბოქსელთან მისაერთებლად ფართოდ გამოიყენება შემრევი დანადგარი წყალქავლური ელევატორით, რომლის კონსტრუქციაც გაცილებით მარტივია და ექსპლუატაციაში საიმედო.

წყალქავლური ელევატორის დანიშნულებაა შეუ-რიოს გათბობის ადგილობრივ სისტემაში გაცივებული წყალი გარე თბოქსელიდან შემოსულ მაღალი ტემპერატურის მქონე წყალს. გარდა ამისა, მისი საშუალებით წნევა, რომელსაც ქმნის თბოსადგურში მოთავსებული ქსელური ტუმბო, გადაეცემა ადგილობრივ სისტემას, მასში წყლის ცირკულაციის უზრუნველსაყოფად. წყალქავლური ელევატორის სქემა ნაჩვენებია 6. 37 ნახაზზე. იგი შედგება: კონუსური საქშენისაგან (1), რომელშიც შეედინება მაღალი t_1 ტემპერატურის მქონე წყალი G_1 რაოდენობით; შეწოვის კამერისაგან (2), რომელშიც შეედინება გათბობის ადგილობრივ სისტემაში გაცივებული G_2 რაოდენობის წყალი t_2 ტემპერატურით; შემრევი კონუსისა (3), ყელისაგან (4), სადაც წარმოებს წყლის შერევა, და დიფუზორისაგან (5). დიფუზორის განივი კვეთის ფართობი წყლის მოძრაობის მიმართულეებით იზრდება, რაც იწვევს ჰიდროდინამიკური წნევის შემცირებას და შესაბამისად ჰიდროსტატიკური წნევის გაზრდას. დიფუ-

ზორის განიერ კვეთსა და ელევატორის შემწოვ კამერას შორის არსებულ ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობის ხარჯზე წარმოიქმნება. საცირკულაციო წნევა, რომელიც საჭიროა გათბობის ადგილობრივ სისტემაში წყლის გადასადგილებლად.

წყალქაველური ელევატორის ერთ-ერთი უარყოფითი მხარეა მისი დაბალი მქ კოეფიციენტი. მქ კოეფიციენტის მაქსიმალური მნიშვნელობა გვაქვს შერევის დაბალი კოეფიციენტის დროს, როცა შემრევ კამერას განსაკუთრებული ფორმა აქვს. სტანდარტული ელევატორის მქ კოეფიციენტი, როდესაც მასში შეედინება მაღალი ტემპერატურის მქონე წყალი, 10%-ს არ აღემატება. ეს იმას ნიშნავს, რომ წნევათა სხვაობა მიმწოდებელ და უკუთბოსადენებში (შენობაში შესვლის ადგილას) 10-ჯერ უნდა აღემატებოდეს გათბობის ადგილობრივი სისტემისათვის საჭირო ტუმბოვან საცირკულაციო წნევას. ეს გარემოება მნიშვნელოვნად ზღუდავს ტუმბოვან საცირკულაციო წნევას, რომელიც წყალქაველური ელევატორის საშუალებით გათბობის სისტემას გადაეცემა თბოქსელიდან. როგორც უკვე აღვნიშნეთ, პრაქტიკული გაანგარიშების დროს ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა აიღება 100 პა მილსადენის ყოველ გრძივ მეტრზე ($\Delta P_0 = 100 \text{ N}$). ამ დაშვების საფუძველზე ზოგჯერ არასწორად კადგენთ ტუმბოვანი საცირკულაციო წნევის ზემო ზღვარს, რომელიც გათბობის ისეთი სისტემებისათვის, რომლებიც წყალქაველური ელევატორის საშუალებით უერთდებიან გარე თბოქსელს, აიღება

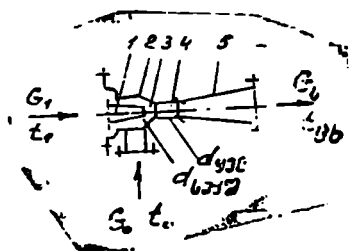
$$\Delta P_0 = 12000 \text{ პა (1200 კგ მ}^2\text{)}.$$

წყალქაველური ელევატორის გამოყენების დროს ტუმბოვანი საცირკულაციო წნევის მნიშვნელობა უნდა განისაზღვროს შენობასთან მიერთების ადგილას გარე თბოსადენებში (მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალებს შორის) წნევათა სხვაობის სიდიდის

$$(\Delta P_0 = P_1 - P_2)$$

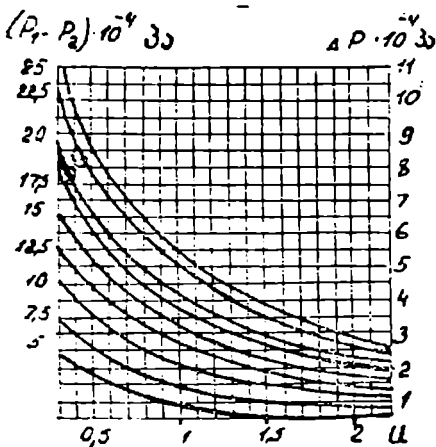
და შერევის კოეფიციენტის (იხ. ფორმულა 6. 20) მიხედვით. ამ წნევის განსაზღვრა წარმოებს გაანგარიშებით ან გრაფიკულად (ნახ. 6. 38).

ტიპური დაპროექტების დროს



ნახ. 6. 37. წყალქაველური ელევატორის პრინციპული სქემა:

- 1 — საქმენი; 2 — შეწოვის კამერა; 3 — შეზრევი კონუსი; 4 — ეელი; 5 — დიფუზორი; G და G₁ — წყლის ხარჯი და ტემპერატურა.



ნახ. 6. 38. გათბობის დამოკიდებულ სისტემაში საციკულაციო წნევის ΔP_0 განსაზღვრა. როდესაც შემრევ მოწყობილობა დამოკიდებულია წყალქველური ელევატორი P_1 და P_2 — წნევები გარე მემწოდებელ და უკეთობასაღენებში; U — შერევის კოეფიციენტი.

საციკულაციო წნევის მნიშვნელობა, რომელიც გარე თბოქსელიდან ელევატორის საშუალებით გადაეცემა გათბობის ადგილობრივ სისტემას. აიღება 6. 6 ცხრილის მიხედვით. აქ ნაყარაუღევია, რომ შენობაში შესვლაზე გარე თბოსაღენებში წნევათა სხვაობა არის 120000 პა-ს (12000 კგ/მ²) ტოლი.

წყალქველური ელევატორის მეორე უარყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ მას გააჩნია შერევის მუღმვივი კოეფიციენტი, რომელიც გამოირიცხავს გათბობის სისტემის ადგილობრივი ხარისხობრივი რეგულირების საშუალებას. მართლაც, ტემპერატურა, რომლითაც ცხელი წყალი მიე-

ცხრილი 6. 6

წულოთ სათბობ სისტემაში ტუმბოიანი საციკულაციო წნევა ΔP_0 , როდესაც $\Delta P_1 = 120$ კა (12000 კგ/მ²)

სისტემაში წყლის სინჯარის ტემპერატურა °C		ტუმბოიანი წნევა ΔP_0 , კა, როდესაც წულის ტემპერატურა t_1 და შერევის კოეფიციენტი U ტოლია					
		115°C		130°C		150°C	
$t_{\text{ს}}$	t_2	U	ΔP_0	U	ΔP_0	U	ΔP_0
85	65	1,5	18	2,25	12	3,25	9,8
95	70	0,8	30	1,4	19	2,21	13
105	70	0,29	56	0,71	28	1,29	21
115	70	—	—	0,33	52	0,78	30

წოდება გათბობის ადგილობრივ სისტემას, გაპირობებულია თბოსადგურში გამოუმუშავებული წყლის ტემპერატურით (t_1), რომელიც საერთოა თბომომარაგების მთელი სისტემისათვის და ხშირად შეიძლება არ ეთანადებოდეს მოცემული კონკრეტული შენობის თბურ მოთხოვნას. ადგილობრივი გათბობის გრაფიკით ცხელი წყლის ტემპერატურის ($t_{\text{გ}}$) რეგულირება შეიძლება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ გამოვიყენებთ სპეციალური კონსტრუქციის ელევატორს, რომლის საქშენის განივი კვეთის ფართობის რეგულირებაც ავტომატურად წარმოებს ან თუ ელევატორის კვანძზე მოვაწყობთ შემომღებ ხაზს მარეგულირებელი სარქველით. ასეთი კონსტრუქციის ელევატორული კვანძები ჭერჯერობით არ გამოიყენება. ამჟამად ელევატორულ მართვის კვანძებში აყენებენ მხოლოდ ხარჯის რეგულატორებს (ნახ. 6. 4); რომელთა დანიშნულებაა მაღალტემპერატურული წყლის წნევის და ხარჯის რეგულირება ელევატორის წინ.

წყალქაველურ ელევატორებს განასხვავებენ ყელის დიამეტრით. ასე, მაგალითად. № 1 ელევატორს აქვს ყელის დიამეტრი $d_v = 15$ მმ, № 2 ელევატორს — $d_v = 20$ მმ და ა. შ. სხვადასხვა წნევის და ხარჯის დროს შესაძლებელია ერთი და იგივე ელევატორის კორპუსის გამოყენება, მასში სხვადასხვა დიამეტრის მქონე საქშენის ჩაყენებით.

ელევატორის ყელის დიამეტრის განსაზღვრა წარმოებს ფორმულით

$$d_v = 1,55 G_{\text{სისტ}}^{0,5} / \Delta P_{\text{სისტ}}^{0,25} ; \quad (6.21)$$

$$(d_v = 0,874 G_{\text{სისტ}}^{0,5} / H^{0,25}).$$

სადაც $G_{\text{სისტ}}$ არის სისტემაში წყლის ხარჯი, ტ/სთ;

$\Delta P_{\text{სისტ}}$ — სისტემაში ტუმბოიანი საცირკულაციო წნევის მნიშვნელობა, კპა;

H — დაწნევა მმ. წყ. სე.

მაგალითად, სისტემაში 16 ტ/სთ წყლის მისაწოდებლად, როდესაც საცირკულაციო წნევის სიდიდე 9 კპა-ის ტოლია, დაგვიჩრდება ელევატორი, რომლის ყელის დიამეტრია

$$d_v = 1,55 \frac{16^{0,5}}{9^{0,25}} = 3,6 \text{ სმ.}$$

სტანდარტული ელევატორის შერჩევის შემდეგ, რომლის ყელის

დიამეტრი უახლოვდება გაანგარიშებით მიღებულ სიდიდეს, საჭიროა საქმენის დიამეტრი განისაზღვროს ფორმულით

$$d_{საქმ} = \frac{d_v}{1+U},$$

სადაც U არის შერევის კოეფიციენტი [იხ. ფორმულა (6. 20)].

საქმენის გამოთვლილი დიამეტრის მიხედვით განისაზღვრება გარე მიმწოდებელ და უკუთბოსადენებში ის აუცილებელი წნევათა სხვაობა, რომელიც საჭიროა ელევატორის ნორმალური მუშაობისათვის

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 6,3 \left(\frac{G_1^3}{d_{საქმ}^3} \right); \\ \left[H &= 0,64 \left(\frac{G_1^3}{d_{საქმ}^3} \right) \right], \end{aligned} \quad (6.22)$$

სადაც G_1 არის მაღალტემპერატურული წყლის ხარჯი, ტ/სთ.

როგორც (6. 22) ფორმულიდან ჩანს, გარე თბოსადენებში წნევათა სხვაობის (ΔP_1) რაიმე ცვლილებას თან სდევს მაღალტემპერატურული წყლის ხარჯის (G_1) ცვლილება, რაც თავის მხრივ იწვევს გათბობის ადგილობრივ სისტემაში წყლის ხარჯის ($G_{სისტ}$) ცვლილებას, რომელიც G_1 ხარჯთან დაკავშირებულია შერევის კოეფიციენტით

$$G_{სისტ} = (1+U) G_1, \quad (6.23)$$

ამიტომ, როგორც აღვნიშნეთ, ელევატორის წინ საჭიროა ხარჯის რეგულატორის დაყენება.

წყალქველური ელევატორის ზემოთ აღნიშნული უარყოფითი მხარეების გამო უპირატესობა ენიჭება ტუმბოიან შემრევ დანადგარს. მართალია, ამ დროს სისტემის მოსაწყობად და საექსპლუატაციოდ ხარჯები შედარებით მეტია, მაგრამ მისი კომპენსაცია წარმოებს სათავის თბური რეჟიმის გაუმჯობესებით და გათბობისათვის საჭირო სითბოს ხარჯის ეკონომიით.

§ 6. 11. წნევის დინამიკა გათბობის სისტემაში

გათბობის სისტემებში, მისი ექსპლუატაციის პერიოდში, ადგილი აქვს წყლის ტემპერატურის და ხარჯის ცვლილებას. ეს კი იწვევს სიმკვრივის და საციკულაციო წნევის ცვლილებას, რაც თავის მხრივ იწვევს სისტემის ყოველ წერტილში საერთო პიდრავლიკური წნევის

ცვლილებას, ე. ი. გათბობის სისტემებში ადგილი აქვს ჰიდრავლიკური წნევის ცვლილების დინამიკურ პროცესს.

გათბობის სისტემებში წნევის სიდიდე იცვლება მის ორ ზღვრულ მნიშვნელობას შორის. წნევის საწყისი მნიშვნელობა შეესაბამება სისტემის ყოველ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდეს წყლის უძრაობის შემთხვევაში. წნევის მაქსიმალურ ცვლილებას კი ადგილი აქვს სისტემაში წყლის მაქსიმალური ხარჯის ცირკულაციის დროს, როდესაც მისი ტემპერატურა აღწევს გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის შესაბამის ზღვრულ მნიშვნელობას. წნევის ამ ორი (მინიმალური და მაქსიმალური) ზღვრული მნიშვნელობის ურთიერთშედარებით შეგვიძლია ვიმსჯელოთ სისტემაში წნევის დინამიკაზე გათბობის სეზონის განმავლობაში.

წნევის დინამიკის ანალიზის მიზანია გამოვავლინოთ სისტემაში ისეთი ადგილები, სადაც წნევის მკვეთრად შემცირებით ან გაზრდით შესაძლებელია მოხდეს წყლის ცირკულაციის დარღვევა, ან სისტემის ცალკეული ელემენტის მწყობრიდან გამოსვლა. ამ ანალიზის საფუძველზე შემდგომში ვსახავთ ღონისძიებებს, რომლებიც უზრუნველყოფენ გათბობის სისტემის ნორმალურ მუშაობას.

წყლის ნაკადის დამყარებული დინების დროს ბერნულის განტოლებას აქვს სახე

$$\rho \frac{W^2}{2} + \rho gh + P = \text{const}, \quad (6.24)$$

სადაც ρ არის წყლის სიმკვრივე, კგ/მ³;

g — თავისუფალი ვარდნის აჩქარება, მ/წმ²;

h — წყლის ნაკადის ღერძის ან კვეთის დაცილება ათვლის რაიმე სიბრტყიდან, მ;

P — წნევა წყლის ნაკადში, პა;

W — წყლის ნაკადის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ.

(6. 24) განტოლების მარცხენა მხარეში პირველი წევრი შეესაბამება კინეტიკურ ენერგიას, ხოლო მეორე და მესამე წევრების ჯამი წარმოადგენს პოტენციალურ ენერგიას, ე. ი. ბერნულის განტოლების თანახმად, რომელიც ენერგიის შენახვის ზოგადი კანონის კერძო შემთხვევას წარმოადგენს, ნაკადის სრული ენერგია მისი კინეტიკური და პოტენციალური ენერგიების ჯამის ტოლია.

წყლის ნაკადის კინეტიკური ენერგია განისაზღვრება მისი ჰიდ-

როდინამიკური წნევით. ასე, მაგალითად, თუ წყლის მოძრაობის სიჩქარე 1,5 მ/წმ-ის ტოლია, მაშინ მისი ჰიდროდინამიკური წნევა იქნება

$$p \frac{H^2}{2} = 970 \frac{1,5^2}{2} = 1090 \text{ პა (110 კგ/მ}^2\text{)}.$$

პოტენციალური ენერგია განისაზღვრება წყლის ნაკადის მდგომარეობის და წნევის ენერგიებით. ნაკადის ნებისმიერ კვეთში მდგომარეობას ენერგია განისაზღვრება მისი სიმაღლით (h), ათვლის რაი-მე სიბრტყიდან. წნევის ენერგია კი პიეზომეტრული სიმაღლით. ანუ იმ სიმაღლით, სადამდეც აიწევეს წყალი პიეზომეტრის მილში განსახილველი კვეთიდან. გათბობის ჩაკეტილ სისტემაში წნევის ენერგია განიხილება, როგორც ჰიდროსტატიკური წნევა, რომელიც იწვევს წყლის ცირკულაციას.

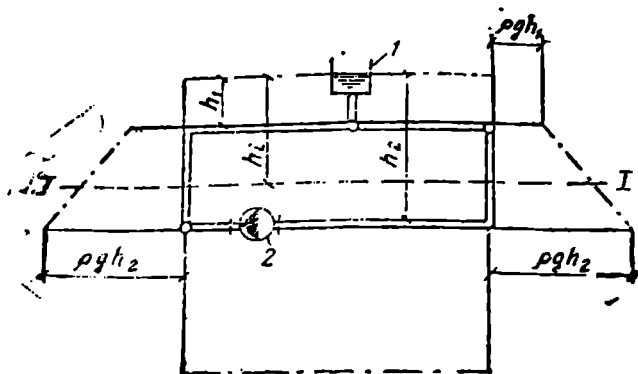
ვერტიკალურ მილში წყლის ნაკადის მდგომარეობის ცვლილებით 1 მ სიმაღლეზე ჰიდროსტატიკური წნევა მატულობს ან კლებულობს სიდიდით

$$p_{\text{წმ}} = 970 \cdot 9,81 \cdot 1 = 9500 \text{ პა (950 კგ/მ}^2\text{)}.$$

თუ ჰიდროდინამიკურ და ჰიდროსტატიკურ წნევებს შევადარებთ ერთმანეთს, დავინახავთ, რომ ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე ერთსართულიანი შენობისათვისაც კი მთელი რიგით აღემატება ჰიდროდინამიკური წნევის (9500—10900) სიდიდეს. ამიტომ შემდგომში გათბობის სისტემებში ჰიდრაულიკური წნევის ცვლილების დასახასიათებლად განვიხილავთ მხოლოდ ჰიდროსტატიკურ წნევას, რომელსაც მიახლოებით ვთვლით სრული წნევის ტოლად.

1. წნევის დინამიკა საფართოებელი ჭურჭლის მქონე გათბობის ადგილობრივ სისტემაში

განვიხილოთ გათბობის ვერტიკალური სისტემა, რომელშიც ჩართულია ღია საფართოებელი ჭურჭელი (ნახ. 6. 39 გათბობის სისტემის კონტური ნაჩვენებია ორმაგი ხაზებით). საფართოებელ ჭურჭელში წყლის ზედაპირზე მოქმედებს ატმოსფერული წნევა. წყლის დონე საფართოებელ ჭურჭელში მივიღოთ ათვლის სიბრტყედ. მაშინ ნებისმიერ \therefore სიმაღლეზე შეგვიძლია განვსაზღვროთ ჰარბი ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობა. ტუმბოს უმოქმედობის შემთხვევაში, როდესაც სისტემა შევსებულია ცივი წყლით, თბოსადენებში ნებისმიერ განსახილველ სიმაღლეზე ჰიდროსტატიკური წნევა ერთნაირია, ასე, მაგალითად, I—I კვეთის გასწვრივ, რომელიც ათვლის სიბრტყიდან

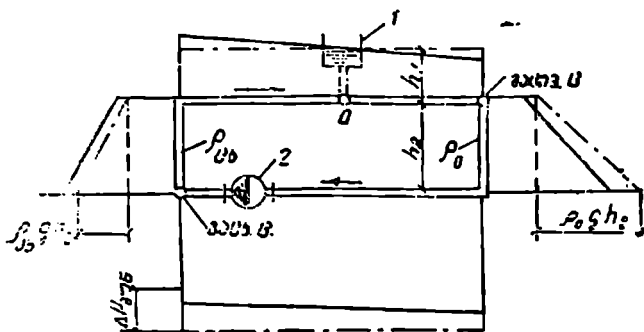


ნახ. 6. 39. ჰიდროსტატიკური წნევის ეპიურა გათბობის სისტემაში გაუმთბარი და უძრავი წყლის შემთხვევაში:
 1 — ღია საფართოებელი ავზი; 2 — საცირკულაციო ტუმბო (არ მოქმედებს).

დაცილებულია h_1 მანძილით, ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე ტოლია $\rho g h_1$. ყველაზე მცირე ჰიდროსტატიკური წნევა ($\rho g h_1$) მოქმედებს ზედა მაგისტრალზე, ხოლო ყველაზე დიდი ($\rho g h_2$) — ქვედა მაგისტრალზე. ჰიდროსტატიკური წნევების ეპიურა სტატიკურ (უძრაობის) რეჟიმში ნაჩვენებია 6. 39 ნახაზზე. ამ ნახაზზე პიეზომეტრული (ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილების) ხაზები გამოსახულია წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზებით. ამასთანავე, ეს ხაზები ზედა და ქვედა მაგისტრალებისათვის დატანილია შესაბამისად მათ ზემოთ და ქვემოთ, ხოლო ვერტიკალური თბოსადენებისათვის — მათ მარცხნივ და მარჯვნივ.

სისტემაში წყლის ცირკულაციის შედეგად მილსადენის გასწვრივ ადგილი აქვს წნევის ცვლილებას. ნაკადის სიბლანტე და დეფორმაცია წინააღმდეგობას უწევს წყლის მოძრაობას. ისინი იწვევენ მოძრავ სითხეში წნევის კარგვას, რომელ-ც ხახუნის (სიგრძეზე დანაკარგები) და ადგილობრივი წინააღმდეგობების გადალახვის შედეგად გადადის სითბოში.

აქედან გამომდინარე, პორიზონტალურ მილში წყლის მოძრაობის მიმართულებით ადგილი აქვს ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირებას. ვერტიკალურ მილში ქვემოთ ზემოთ წყლის მოძრაობის დროს ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე მცირდება არა მარტო ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე კარგვების შედეგად, არამედ წყლის სვეტის სიმაღლის შემცირებით, ხოლო წყლის ზემოდან ქვემოთ მოძ-



ნახ. 6. 40. ჰიდროსტატიკური წნევის ეპიურა გათბობის სისტემაში, როდესაც იგი შეესებულა ცხელი წყლით, ხოლო ტუმბო არ მუშაობს:

0 — მუდმივი წნევის წერტილი; 1 — ლა საფართოებელი ავზი;
 2 — საცირკულაციო ტუმბო; გაცხ. ც — გაცხელების ცენტრი;
 გაც. ც — გაცივების ცენტრი.

რაობის დროს ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობა იზრდება წყლის სვეტის სიმაღლის გაზრდასთან ერთად, მიუხედავად წნევის კარგვისა ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე. ამასთანავე, უნდა აღვნიშნოთ, რომ ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება უფრო ინტენსიურია წყლის მოძრაობის დროს ქვემოდან ზემოთ, ვიდრე ზემოდან ქვემოთ.

განვიხილოთ ჰიდროსტატიკური წნევების ცვლილება გათბობის სისტემებში ტუმბოს უმოქმედობის შემთხვევაში, როდესაც იგი შეესებულა ცხელი წყლით, ე. ი. გათბობის გრავიტაციულ სისტემაში (ნახ. 6. 40).

დავუშვათ, რომ სისტემის ერთ წერტილში წყალი ცხელდება, ხოლო მეორე წერტილში კი ცივდება. ამ წერტილებს შესაბამისად ვუწოდოთ გაცხელების (გაცხ. ც) და გაცივების (გაც. ც) ცენტრები. ამასთანავე მარცხენა დგარში წყლის სიმკვრივე იყოს $\rho_{ცხ}$, მარჯვენა დგარში კი $\rho_{ცივ}$. სისტემაში, წყლის სიმკვრივეთა სხვაობის გამო, წარმოიშობა თავისუფალი მოძრაობა ანუ ბუნებრივი ცირკულაცია. მაქსიმალური ჰიდროსტატიკური წნევა მარჯვენა დგარის ქვედა წერტილში იქნება

$$\rho(\rho_{ცხ} h_1 + \rho_0 h_2),$$

ხოლო მარცხენა დგარის ქვედა წერტილში

$$\rho(\rho_{ცხ} h_1 + \rho_{ცივ} h_2).$$

რადგან $\rho_{02} > \rho_{01}$, ამიტომ ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობა მარჯვენა დგარში იქნება მეტი, ვიდრე მარცხენა დგარში. 6. 40 ნახაზზე წნევის ეპიურა სტატიკურ რეჟიმში ნაჩვენებია წვეტილწერტილოვანი ხაზებით. მარჯვენა და მარცხენა დგარებში ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობას, რომელიც იწვევს წყლის მოძრაობას საათის ისრის მიმართულებით, ბუნებრივი საცირკულაციო (გრავეიტაციული) წნევა ეწოდება

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = \rho_{01} g h_2 - \rho_{02} g h_1, \quad (6.25)$$

სადაც h_1 არის ვაცხელების და ვაცივების ცენტრებს შორის ვერტიკალური მანძილი.

(6. 25) ფორმულიდან გამომდინარეობს, რომ ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე არ არის დამოკიდებული საფართოებელი ჰურპლის განლაგების სიმაღლეზე (h_1).

ზოგადი სახით ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე შეიძლება ჩავწეროთ ასეც

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = g h (\rho_0 - \rho_{02}), \quad (6.26)$$

ე. ი. ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე დამოკიდებულია ცივ და ცხელ წყალს შორის არსებულ სიმკვრივეთა სხვაობაზე ($\rho_0 - \rho_{02}$) და ვაცხელების და ვაცივების ცენტრებს შორის ვერტიკალურ მანძილზე (h).

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის ხარჯზე გათბობის სისტემაში მყარდება გარკვეული ცირკულაცია, რომლის დროსაც საცირკულაციო წნევა $\Delta P_{\text{ბუნ}}$ ტოლია გათბობის სისტემის წინააღმდეგობისა

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = \Delta P_{\text{სისტ.}}. \quad (6.27)$$

საფართოებელი ჰურპლის მიერთების წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობა $\rho_{02} g h_1$ ზემოთ განხილული პირობების დროს (როდესაც წყლის მოცულობა არ იცვლება) უცვლელი რჩება. ამ წერტილს მუდმივი წნევის წერტილი ან სისტემის „ნეიტრალური“ წერტილი ეწოდება.

სისტემის ყველა დანარჩენ წერტილში, წყლის ცირკულაციის დროს ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგების გამო, ჰიდროსტატიკური წნევა იცვლება. თუ ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგებს მივიღებთ ერთნაირს, მაშინ დინამიკურ (წყლის მოძრაობის დროს) რეჟიმში წნევის

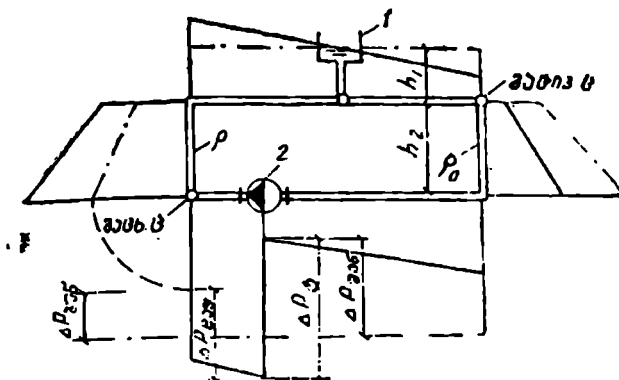
ეპიურა სისტემაში წყლის ბუნებრივი ცირკულაციის დროს შეგვიძლია გამოვსახოთ 6. 40 ნახაზზე ნაჩვენები კონტურის ხაზებით.

როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, სისტემის ყველა წერტილში, გარდა „ნეიტრალურისა“, წყლის ცირკულაციის დროს ჰიდროსტატიკური წნევა იცვლება შემდეგნაირად: „ნეიტრალური“ წერტილის წინ წყლის მოძრაობის მიმართულებით სტატიკურ რეჟიმთან შედარებით იგი იზრდება, ხოლო *o* წერტილის შემდეგ კი — მცირდება (შესაბამისად ზემო მაგისტრალისათვის კონტურის ხაზი წერტილამდე გადის წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზის ზემოთ, *o* წერტილის შემდეგ კი — წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზის ქვემოთ. ქვემო მაგისტრალისათვის კი წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზის ზემოთ). ძარცხენა დგარში (წყლის მოძრაობით ქვემოლდან ზემოთ) ჰიდროსტატიკური წნევა იზრდება. მარჯვენა დგარში კი (წყლის მოძრაობით ზემოლდან ქვემოთ) მცირდება.

განვიხილოთ წნევის დინამიკა გათბობის სისტემაში ტუმბოს მოქმედების დროს. როდესაც იგი შევსებულია ცხელი წყლით.

გათბობის სისტემაში ჩართული ტუმბო აძლიერებს მასში წყლის ცირკულაციას. იგი თბოსადენების ერთ მხარეს ჰიზნის წყალს, ხოლო მეორე მხარეს კი — შეიწოვს. ტუმბოს გაშვების მომენტში საფართოებელ ჰურჭელში წყლის დონე არ იცვლება, რადგანაც საცირკულაციო ტუმბო უზრუნველყოფს სისტემაში მხოლოდ წყლის უცვლელი რაოდენობის გადაადგილებას. ასეთ პირობებში საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების წერტილში წნევა არ იცვლება და იგი კვლავ რჩება „ნეიტრალურ“ წერტილად (ამ წერტილში ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა ნულის ტოლია). „ნეიტრალურ“ წერტილში ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა იცვლის ნიშანს. ამ წერტილამდე ტუმბო ქმნის კომპრესიას და წყალს ჰიზნის, ხოლო შემდეგ ტუმბო ქმნის გაიშვიათებას და წყალს შეიწოვს. მილსადენის მონაკვეთი ტუმბოდან *o* წერტილამდე იმყოფება დაჰიზნის ზონაში, ხოლო *p* წერტილიდან ტუმბომდე — შეწოვის ზონაში.

ტუმბოიან სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევის ეპიურა დინამიკურ რეჟიმში (კონტურის ხაზები) ნაჩვენებია 6. 41 ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელობა დაჰიზნის ზონაში (ტუმბოდან *o* წერტილამდე) ტუმბოს მიერ განვითარებული კომპრესიის ხარჯზე იზრდება სტატიკურ რეჟიმთან (წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზები) შედარებით, შეწოვის ზონაში კი (*o* წერტილიდან ტუმბომდე) მცირდება ტუმბოს მიერ წარმოქმნილი გაიშვიათების ხარჯზე.



ნახ. 6. 41. ჰიდროსტატიკური წნევის ეპიურა გათბობის სისტემაში ტუმბოს მოქმედების დროს.

ამრიგად, შეგვიძლია გავაკეთოთ დასკვნა, რომ როგორც გრავიტაციულ, ასევე ტუმბოიან სისტემებში წყლის ცირკულაციის დროს ჰიდროსტატიკური წნევა იცვლება ყველა წერტილში, გარდა — საფართოებელი ქუჩკლის მიერთების წერტილისა.

გათბობის სისტემაში წნევის საერთო დანაკარგები შეგვიძლია გამოვსახოთ დაჭირხვნის ($\Delta P_{აგ}$) და შეწოვის ($\Delta P_{აგ}$) ზონებში წნევის დანაკარგების ჯამით

$$\Delta P_{სიბ} = \Delta P_{აგ} + \Delta P_{აგ} \quad (6.28)$$

მეორე მხრივ, (6. 16) ფორმულის თანახმად,

$$\Delta P_{სიბ} = \Delta P_{0} + \Delta P_{აგ}, \quad (6.29)$$

ე. ი. საერთო (ტუმბოიანი და გრავიტაციული) საცირკულაციო წნევა სისტემაში წყლის დამყარებული მოძრაობის დროს იხარჯება დაჭირხვნის და შეწოვის ზონებში სახუნის და ადგილობრივი წინააღმდეგობების გადასალახავად. 6. 14 ნახაზზე ნაჩვენებია, რომ ΔP_{0} ნაკლებია $\Delta P_{აგ}$ და $\Delta P_{აგ}$ ჯამზე $\Delta P_{აგ}$ სიდიდით.

თუ შევადარებთ 6. 41 და 6. 39 ნახაზების პიეზომეტრულ ხაზებს, შეგვიძლია დავადგინოთ გათბობის სისტემის თბოსადენებში წყლის ცირკულაციის დროს ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილების ხარისხი წნევის დანაკარგებთან დაკავშირებით:

ა) წნევის ნამატი თბოსადენის ნებისმიერ წერტილში, ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში, ტოლია წნევის დანაკარგებისა მილსადენის უბანზე განსახილველი წერტილიდან ნეიტრალურ წერტილამდე.

ბ) წნევის შემცირება თბოსადენის ნებისმიერ წერტილში ტუმბოს შეწოვის ზონაში ტოლია წნევის დანაკარგებისა მილსადენის უბანზე ნეიტრალური წერტილიდან განსახილველ წერტილამდე.

ამ დასკვნების საფუძველზე შეგვიძლია დავწეროთ გათბობის სისტემის ნებისმიერი წერტილისათვის წყლის ცირკულაციის დროს ჰარბი წნევის საანგარიშო ფორმულები:

დაჭირხენის ზონაში

$$P_{i\text{დაჭ}} = \rho g h_i + \Delta P_{i-0} \quad (6.30)$$

შეწოვის ზონაში

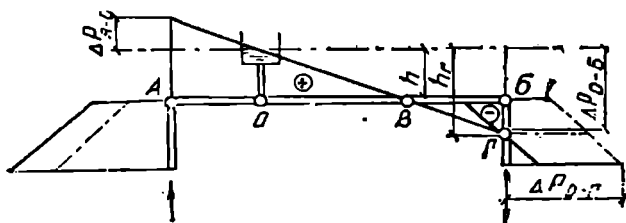
$$P_{i\text{შეწ}} = \rho g h_i - \Delta P_{0-i} \quad (6.31)$$

სადაც h_i არის წყლის სვეტის სიმაღლე განსახილველი წერტილიდან საფართოებელ ჰურჭელში წყლის დონემდე.

ზემოთ განხილული წნევების ცვლილების ანალიზი მიგვითითებს იმაზე, რომ ტუმბოს დაჭირხენის ზონაში მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ჰიდროსტატიკური წნევის გაზრდა, წყლის უძრაობის შემთხვევაში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდესთან შედარებით. ტუმბოს შეწოვის ზონაში კი საჭიროა გათვალისწინებულ იქნეს წნევის შემცირება. ამ დროს მოსალოდნელია წნევის დაცემა არა მარტო ატმოსფერული წნევის სიდიდემდე, არამედ უფრო დაბლაც და შესაძლებელია წარმოიშვას გაიშვიათებაც.

ეს შემთხვევა განვიხილოთ ცალკე. 6. 42 ნახაზზე ნაჩვენებია წნევის ცვლილება გათბობის სისტემის ზემო მიმწოდებელ მაგისტრალში.

OB მონაკვეთზე წნევა მცირდება. B წერტილში წნევის კარგვა $\Delta P_{O-B} = 0$ და $P_B = 0$. ე. ი. ჰარბი წნევა B წერტილში ნულის ტო-



ნახ. 6. 42. ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება გათბობის სისტემის ზემო მიმწოდებელ მაგისტრალში:

O — მუდმივი წნევის წერტილი; A — წერტილი დაჭირხენის ზონაში; B — უდიდესი გაიშვიათების წერტილი; B-Г — გაიშვიათების ზონა.

ლია, ხოლო სრული წნევა, ისევე როგორც საფართოებელ ჰურჭელში წყლის ზედაპირზე, ატმოსფერულის (P_a) ტოლია. B—B მონაკვეთზე წნევის შემდგომი კარგვა იწვევს გაიშვიათებას. ამ დროს წნევა ეცემა ატმოსფერულზე დაბლა (ნიშანი — ნახაზზე). წნევის მაქსიმალური შემცირების და გაიშვიათების მაქსიმალურ მნიშვნელობებს ადგილი ექნება B წერტილში. ამ წერტილში სრული წნევა იქნება

$$P_B = P_a + \rho gh - \Delta P_{0-B} = P_a - \Delta P_{B-E}, \quad (6.32)$$

შემდეგ B და Γ წერტილებს შორის მონაკვეთებზე წნევა კვლავ იზრდება, ხოლო გაიშვიათება — მცირდება. წნევის გაზრდა ამ მონაკვეთზე გამოწვეულია წყლის სვეტის სიმაღლის გაზრდით h -დან h_1 -მდე. Γ წერტილში, სადაც $\Delta P_{0-\Gamma} = \rho gh_1$, კარბი წნევა, ისევე როგორც B წერტილში, ნულის ტოლია. Γ წერტილის ქვემოთ კარბი წნევა სწრაფად იზრდება.

B და Γ წერტილებს შორის მონაკვეთზე, განსაკუთრებით B წერტილში, როდესაც წნევა ატმოსფერულზე დაბალია, ხოლო წყლის ტემპერატურა 100°C -ის ($90-95^\circ\text{C}$) ფარგლებშია, შესაძლებელია წყლის ორთქლადქცევა. $\rho_{\text{ს}}$ უფრო დაბალი ტემპერატურის დროს კი ორთქლადქცევას ადგილი არ ექნება, მაგრამ ამ დროს შესაძლებელია ატმოსფეროდან ჰაერის შეწოვა მილების და არმატურის ხრახნულ შეერთებებში.

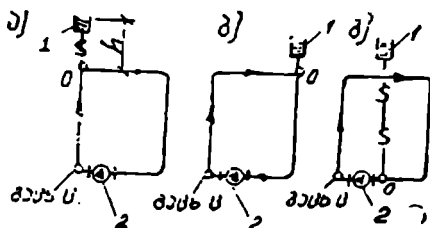
ორთქლის წარმოქმნის ან ჰაერის შეწოვის შედეგად მილსადენში წყლის ცირკულაციის დარღვევის თავიდან აცილების მიზნით გათბობის სისტემის თბოსადენების კონსტრუირების და ჰიდრაულიკური გაანგარიშების დროს დაცული უნდა იქნეს შემდეგი წესი: ტუმბოს მოქმედების დროს შეწოვის ზონის ნებისმიერ i წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა ყოველთვის უნდა იყოს კარბი, ე. ი.

$P_i > P_a$. ამისათვის საჭიროა უტოლობის დაცვა

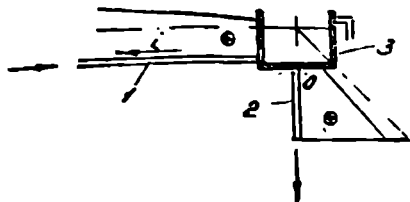
$$\rho gh_i > \Delta P_{c, i}, \quad (6.33)$$

რასაც ვაღწევთ სამი ხერხით:

ა) საფართოებელი ჰურჭელი აწეულ უნდა იქნეს მნიშვნელოვან h სიმაღლეზე (ნახ. 6. 43, ა);



ნახ. 6. 43. გათბობის სისტემაში საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების სქემები.



ნახ. 6. 44. ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება გამდინარე საფართობელი (ვ) ჰურკლის მქონე გადაყირავებული ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემის უკუმაგისტრალსა (1) და მთავარ უკუდგარში (2).

ბ) საფართობელი ჰურკელი გადაადგილებულ იქნეს ყველაზე უფრო საშიშ მალალ წერტილში, რათა ზემო მაგისტრალი მთლიანად მოექცეს დაჭირხვნის ზონაში (ნახ. 6. 43, ბ);

გ) საფართობელი ჰურკელი მიუერთდეს უკუშილსადენს ტუმბოს შემწოვ მილყელთან ახლოს (ნახ. 6. 43. გ).

პირველი ხერხის გან-

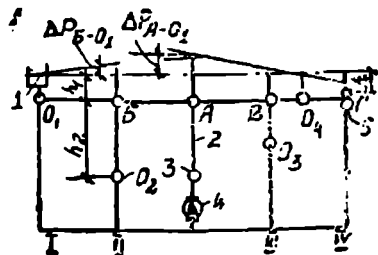
ხორციელება შეიძლება მხოლოდ ცალკეულ შემთხვევებში, როდესაც შენობას აქვს მალლივი ნაწილი (სხვენი), სადაც შეიძლება საფართობელი ჰურკლის განლაგება.

მეორე ხერხის გამოყენება მიზანშეწონილია სისტემებში წყლის „გადაყირავებული“ ცირკულაციით. ასეთ სისტემებში გამოიყენება გამდინარე საფართობელი ჰურკელი, რომელიც უერთდება სისტემას ზემო უკუმაგისტრალის ყველაზე მალალ წერტილში მთავარ უკუდგარზე (ნახ. 6. 44). მუდმივი წნევის (ნეიტრალური) წერტილი იმყოფება თვით საფართობელ ჰურკელში, ხოლო მთელი ზემო უკუმაგისტრალი იმყოფება ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში. შეწოვის ზონა კი მოიცავს მთავარ უკუდგარს და საერთო უკუმაგისტრალის ქვემო ნაწილს ტუმბომდე. მთავარ უკუდგარში ჰიდროსტატიკური წნევა მეთია ატმოსფერულზე მასში წნევის მნიშვნელოვანი დანაკარგების დროსაც კი (იხ. პიეზომეტრული ხაზები ნახაზზე).

საფართობელი ჰურკლის მიერთების მეორე ხერხი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ზედა განაწილების გათბობის ისეთ სისტემებში, რომელსაც განშტოებები არა აქვს. ამ შემთხვევაში, ავზი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ჰაერგამყვანადაც. თუ გათბობის სისტემას გააჩნია განშტოებები, მაშინ ავზის მიერთებამ ზემო მანაწილკველ მაგისტრალთან გარკვეულ პირობებში შეიძლება გამოიწვიოს სისტემაში წყლის ცირკულაციის დარღვევა.

განშტოებების მქონე სისტემაში, როდესაც ავზი მიერთებულია ზემო მანაწილებელ მაგისტრალთან (ნახ. 6. 45), ცხელი დგარიდან გარკვეულ მანძილზე წარმოიქმნება რამდენიმე მუდმივი წნევის (ნეიტრალური) წერტილი. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ მუდმივი წნევის წერტილი იქნება იმდენი, რამდენი პარალელური საცირკულაციო

რგოლიც არის სისტემაში. 6. 45 ნახაზზე წარმოდგენილი შემთხვევისათვის გვექნება ოთხი მუდმივი წნევის წერტილი $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ სისტემის მარჯვენა შტოდან ჰაერის გასაყვანად I წერტილში მიერთებულია ჰაერშემკრები. ჰაერშემკრების ნორმალური მოქმედებისათვის საჭიროა იგი იმყოფებოდეს გარკვეული ჰარბი წნევის ქვეშ. რადგან წერტილი



ნახ. 6. 45.

იმყოფება ტუმბოს შეწოვის ზონაში. მოსალოდნელია, რომ ჰიდროსტატიკური წნევა ამ წერტილში (6. 31) ფორმულის თანახმად შემცირდეს $\Delta P_{O_1 - r}$ სიდიდით, რაც შეიძლება აღმოჩნდეს არასაკმარისი ჰაერშემკრების შესაბამისად. სისტემის მუშაობის შემთხვევაში შეიძლება გვეჩვენოს ისეთი შემთხვევა, რომ I წერტილში წნევა დაეცეს ატმოსფერულზე დაბლა. ეს კი გამოიწვევს სისტემაში წყლის ნორმალური ცირკულაციის დარღვევას.

იმისათვის, რომ გამოვრიცხოთ სისტემაში წყლის ცირკულაციის დარღვევა, უნდა გამოვიყენოთ საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების პრაქტიკაში ფართოდ გავრცელებული მესამე ხერხი (ნახ. 6. 43, გ). ამ დროს მუდმივი წნევის წერტილი იმყოფება უკუმბოგისტრალზე ტუმბოს მახლობლად და იგი ერთადერთია ყველა საცირკულაციო რგოლ-სათვის. ამ დროს თითქმის მთელი სისტემა იმყოფება ტუმბოს დაწირვის ზონაში, რაც გამოორცხავს ტუმბოდან ყველაზე უფრო დაცილებულ და მალა მდებარე წერტილებში წყლის აღუღების შესაძლებლობას. ტუმბოს შეწოვის ზონაში იმყოფება უკუმბოგისტრალის მცირე მონაკვეთი ნეიტრალური (0) წერტილიდან ტუმბომდე. ამ მონაკვეთზე წნევის დანაკარგების სიმცირის გამო ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება იმდენად უმნიშვნელოა, რომ იგი ყოველთვის მეტია ატმოსფერულზე. ეს კი გამოორცხავს წყლის აღუღების შესაძლებლობას შეწოვის ზონაში.

როგორც ცნობილია, საფართოებელი ჰურჭელი გათბობის სისტემასთან მიერთებულია ორი — საფართოებელი და საცირკულაციო — მილის საშუალებით, ამ მილების კონტურში (რგოლში) (ნახ. 6. 21) ადგილი აქვს წყლის ცირკულაციას. ამ დროს გვექნება კიდევ ერთი დამატებითი მუდმივი წნევის წერტილი, რომელიც მოთავსებულია თვით საფართოებელ ჰურჭელში. მთავარი მუდმივი წნევის წერტი-

ლი კი მოთავსებულია უკუმილსადენზე საფართოებელ და საცირკულაციო მილებს შორის მონაკვეთზე. მისი მდებარეობა ამ მონაკვეთზე განისაზღვრება საფართოებელ და საცირკულაციო მილებში წნევის დაწკარავების სიდიდით.

საფართოებელი მილის მიერთების წერტილი იმყოფება ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში. ამ წერტილში ხდება ნაკადის ორად გაყოფა, როგორც ილთაგან ერთი, ძირითადი ნაკადი მიედინება უკუმილსადენში, მეორე კი საფართოებელი ჰურჭლის გავლით უერთდება უკუმილსადენს საცირკულაციო მილის მიერთების წერტილში, რომელიც უკვე იმყოფება ტუმბოს შეწოვის ზონაში.

ჩვენ მიერ განხილული ღია საფართოებელი ჰურჭლის მქონე გათბობის ადგილობრივი სისტემის წნევის დინამიკიდან შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

1. ყოველ ჩაკეტილ კონტურში, რომელშიც მოძრაობს წყალი, შესაძლებელია მხოლოდ ერთი მუდმივი წნევის წერტილის არსებობა, რომელშიც ტუმბოს დაჭირხვნის ზონა იცვლება შეწოვის ზონით. ერთ საცირკულაციო კონტურში ორი მიმდევრობითი მუდმივი წნევის წერტილის არსებობა შეუძლებელია. აქვე უნდა შევნიშნოთ, რომ თვით ტუმბოში არსებობს საკუთარი „ნეიტრალური“ წერტილი, რადგანაც ტუმბოში გაიშვიათება (შეწოვა) გადადის კომპრესიაში (დაჭირხვნა). მაგრამ ჩვენ როდესაც ვიხილავთ მუდმივი წნევის წერტილებს, მხედველობაში გვაქვს მხოლოდ ტუმბოს გარეთ მდებარე წერტილები.

2. საცირკულაციო კონტურის დაჭირხვნის ზონაში (ნეიტრალურ წერტილამდე) ჰიდროსტატიკური წნევა იზრდება, ხოლო შეწოვის ზონაში (ნეიტრალური წერტილის შემდეგ) კი მცირდება იმ წნევასთან შედარებით, რომელიც წყალს აქვს უმოძრაობის სტატიკურ შემთხვევაში.

3. მუდმივი წნევის წერტილი შეიძლება იყოს ერთადერთი გათბობის მთელი სისტემისათვის, თუ საფართოებელი ჰურჭელი მიერთებულია საერთო მიმწოდებელ ან უკუმაგისტრალთან, მაშინ ეს წერტილი ეკუთვნის ყოველ საცირკულაციო რგოლს.

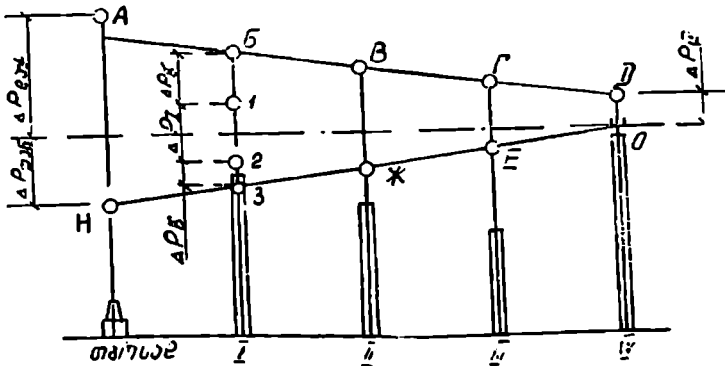
გათბობის სისტემაში შეიძლება იყოს რამდენიმე მუდმივი წნევის წერტილი, თუ არსებობს ისეთი საცირკულაციო რგოლები, რომლებშიც არ შედის საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების წერტილი. ამ დროს ერთ-ერთი მუდმივი წნევის წერტილი იმყოფება საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების ადგილას.

2. საფართოებელი ჭურჭლის მქონე გათბობის რაიონული სისტემის წნევის დინამიკა

შენობათა ჯგუფის გათბობის სისტემებში, რომელთა თბომომარაგებაც საკუთარი თბოსადგურიდან ხორციელდება, საფართოებელი ჭურჭელი იდგმება ყველაზე მაღალ შენობაში (რელიეფის გათვალისწინებით). ამ დროს იგი უერთდება გარე უკუთბოსადენს და არა შენობის გათბობის ადგილობრივი სისტემის უკუმაგისტრალს. საფართოებელი ჭურჭლის ასეთი მიერთება გამორიცხავს სისტემის ადგილობრივი რემონტის დროს მის გამორთვას დანარჩენი ნაწილისაგან. განვიხილოთ ოთხი შენობისაგან შემდგარი გათბობის საერთო სისტემის წნევის დინამიკა. ყველაზე მაღალი შენობა იმყოფება საჰვებიდან ყველაზე შორს (ნახ. 6. 46).

ასეთ სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევა ტუმბოს უმოკმედობის შემთხვევაში განისაზღვრება საფართოებელ ჭურჭელში წყლის დონით, რომელიც მოთავსებულია IV შენობაში. ამ შემთხვევას ნახაზე შეესაბამება წყვეტილ-წერტილოვანი ხაზი.

ტუმბოს ჩართვის შემთხვევაში ჰიდროსტატიკური წნევა შეიცვლება სისტემის ყველა წერტილში, გარდა ერთი ნეიტრალური წერტილისა, რომელიც მდებარეობს საფართოებელი ჭურჭლის გარე უკუთბოსადენთან მიერთების ადგილას (O წერტილი IV შენობასთან). ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში A-დან O წერტილამდე, ჰიდროსტატიკური წნევა იზრდება, ხოლო ტუმბოს შეწოვის ზონაში O-დან U წერტილამდე კი მცირდება (მუქი ხაზები ნახაზე): ჰიდროსტატიკური წნევის გაზრდა ან შემცირება განპირობებულია მილსადენში წნევის დანაკარგებით. IV შენობის გათბობის სისტემისათვის წარმოიქმნება



ნახ. 6. 46.

უმცირესი ტუმბოიანი საციკულაციო წნევა, ხოლო I შენობის გათბობის სისტემა-ათვის კი უდიდესი.

I შენობის გათბობის სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევა უნდა შეეცირდეს N წერტილში წნევის სიდიდესთან (რომელიც შეესაბამება გარე თბოსადენიდან შენობაში შემყვანზე წნევას) 3 წერტილში წნევის სიდიდემდე (რომელიც შეესაბამება წნევას უკუთბოსადენში). მაგრამ როგორც ნახაზიდან ჩანს. ჰიდროსტატიკური წნევა 3 წერტილში უფრო ნაკლებია, ვიდრე I შენობის გათბობის სისტემაში. მ-სათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ ჰაერის დაგროვება და სისტემაში წყლის ცირკულაციის დარღვევა. საჭიროა გათბობის ადგილობრივი სისტემის უკუმპაგისტრალში ჰიდროსტატიკური წნევა ავწიოთ 2 წერტილში წნევის სიდიდემდე, რისთვისაც საჭიროა საფართოებელი ჭურჭელი, რომელიც მოთავსებულია IV შენობაში, ავწიოთ უფრო მაღლა (ეს კონსტრუქციულად მოუხერხებელია) ან შევამციროთ უკუპიეზომეტრული ხაზის ქანობი. ამის მიღწევა კი შეიძლება წნევის დანაკარგების შემცირებით უკუთბოსადენში (ე. ი. საჭიროა უკუთბოსადენის დიამეტრის გაზრდა), რაც გაზრდის მის ღირებულებას ან კიდევ ადგილობრივი სისტემის უკუმპაგისტრალზე მოვაწყოთ წნევის რეგულატორი (იხ. ნახ. 6. 5). ამ რეგულატორის დანიშნულებაა წნევა შეამციროს P_1 -დან P_2 მდე ($\Delta P_{გვ. 6} = P_1 - P_2$). როდესაც I შენობის გათბობის ადგილობრივ სისტემაში გადის წყლის საანგარიშო ხარჯი.

N წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა არ უნდა აღემატებოდეს გათბობის ადგილობრივი სისტემის ცალკეული ელემენტებისათვის (თბოსადენები, სათბობი ხელსაწყოები. ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა) ზღვრულად დასაშვებ წნევას. საჭიროების შემთხვევაში მიმწოდებელი თბოსადენის N წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა შეიძლება შევამციროთ 1-ელ წერტილში წნევის სიდიდემდე, რაც უზრუნველყოფს ელემენტების მთლიანობის შენარჩუნებას და სისტემაში წყლის სათანადო ცირკულაციას. წნევის შემცირება შესაძლებელია წნევის რეგულატორის გამოყენებით ან სპეციალური დიფრაგმის მოწყობით. ამ დროს წნევის საანგარიშო სხვაობა ტოლია

$$P_{გვ. 6} = P_N - P_1.$$

ადგილობრივ მიმწოდებელ მაგისტრალში წნევის შემცირებით P_1 სიდიდემდე და ადგილობრივ უკუმპაგისტრალში წნევის გაზრდით P_2 სიდიდემდე ტუმბოიანი საციკულაციო წნევის სიდიდე I შენობის გათბობის ადგილობრივი სისტემისათვის იქნება $\Delta P_1 = P_1 - P_2$.

საციკულაციო ტუმბო, რომელიც მოთავსებულია თბოსადგურ-

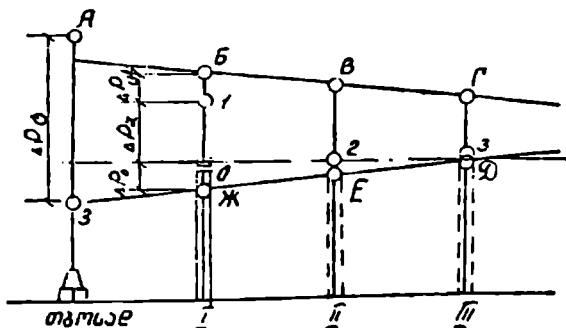
ში, ქმნის წნევას, რომელიც ტოლია დაქირხვნის ($\Delta P_{\text{დაქ}}$) და შეწოვის ($\Delta P_{\text{აღ}}$) ზონებში წნევის დანაკარგების ჯამისა (ნახ. 6. 46). შეწოვის ზონაში წნევის დანაკარგების მნიშვნელოვანი სიდიდის დროს ტუმბოს შემწოვ მილუელში ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირებას შეიძლება მოჰყვეს კავიტაცია.

კავიტაცია ლათინური სიტყვაა და სიციარელეს ნიშნავს (cavitas — სიციარელე). იგი იწვევს ნაკადის უწყვეტობის დაშლას და წარმოქმნება ჰაერის ბუშტულების (ამ დროს ჰაერი ხსნადობის მდგომარეობიდან გადადის თავისუფალში) და ორთქლის (ჰიდროსტატიკური წნევის შემცირებით აორთქლების წნევამდე მოცემულ ტემპერატურის დროს) წარმოშობის შედეგად. კავიტაციური ბუშტულების წარმოქმნა და გაქრობა იწვევს წყლის ქაევის მრავალგზის დარტყმებს ტუმბოს კედლებზე. კავიტაციას თან სდევს ტუმბოს მქკოეფიციენტის შემცირება, ხმაური და ტუმბოს მუშა თვის და კედლების ნგრევა.

კავიტაცია უფრო მეტად მოსალოდნელია წარმოიშვას იმ სიციარულაკო ტუმბოში, რომელიც ემსახურება მციარესართულიანი შენობებს დიდი განფენილობის ქსელს (მაგალითად, სოფლის დასახლებულ პუნქტებში).

კავიტაციის თავიდან ასაცილებლად საჭროა, რომ ტუმბოს შეწოვის ზონაში წნევის დანაკარგების სიდიდე არ უნდა იყოს ნაკლები სტატიკური (უძრაობის) რეჟიმის შესაბამის ჰიდროსტატიკურ წნევაზე 0.05 მპა-ით (5 მ.). ასე, მაგალითად, თუ ტუმბოსა და საფართოებელ ჰურჰელს შორის დონეთა სხვაობა 7 მეტრის ტოლია (ე. ი. საფართოებელი ჰურჰელი მოთავსებულია ორსართულიან შენობაში), მაშინ წნევის დანაკარგები ტუმბოს შეწოვის ზონაში (0 წერტილიდან U წერტილამდე, ნახ. 6. 46) არ უნდა აღემატებოდეს 0.02 მპა-ს (ანუ 7-5-2 მ). ზემონათქვამიდან გამომდინარეობს, რომ მციარესართულიან დასახლებაში საფართოებელი ჰურჰელს ეწვიაება მიზანშეწონილია თბოსადგურის მახლობლად.

ერონაირი სართულიანობის შენობების თანამიმდევრობით აგების დროს, როდესაც მათ ერთი თბოსადგური ემსახურება, შეიძლება გვექონდეს შემთხვევა, რომ საფართოებელი ჰურჰელი მოთავსებული იყოს თბოსადგურთან ახლო მდებარე, პირველად აგებულ შენობაში (ნახ. 6. 47). თუ ამ დროს ძირითადი მაგისტრალისა და I შენობის ადგილობრივ სისტემას შორის (წერტილები ნ-ჰ; იხ. გეგმა) წნევის დანაკარგები მნიშვნელოვანია, ამას შეუძლია გავლენა მოახდინოს II და შემდგომი შენობების გათბობის სისტემის მუშაობაზე.

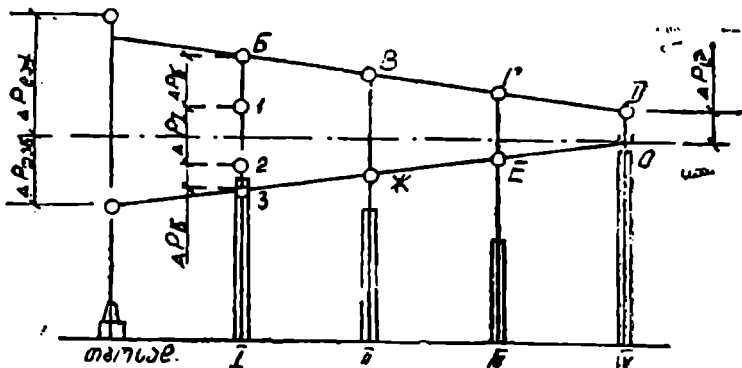


ნახ. 6. 47. ჰიდროსტატიკური წნევის ცელოება ერთნაირ სიმაღლის შენობათა ჯგუფის გათბობის სისტემის გარე თბოსადენებში (O — ნეიტრალური წერტილი)

წნევის დანაკარგები მიმწოდებელ (ა—O) და უკუშემაერთებელ (O—იქ) თბოსადენებზე ΔP_r და ΔP_u , 6. 47 ნახაზზე გამოსახულია B—1 და O—იქ მონაკვეთებით. უკუთბოსადენის იქ წერტილში წნევის მნიშვნელოვანი შემცირება გავლენას არ ახდენს I შენობის გათბობის სისტემაში წყლის ცირკულაციაზე. იგი გავლენას ახდენს II შენობის სისტემაში წყლის ცირკულაციაზე. წნევის ასეთი შემცირება იწვევს გათბობის სისტემის წყვეტილ მუშაობას, რაც გაპირობებულია II შენობის სისტემის ზემო ნაწილში ჰაერის პერიოდული დაგროვებით. აღნიშნულ შემთხვევაში წნევა II შენობის გათბობის ადგილობრივი სისტემის უკუმაგისტრალის უკუთბოსადენთან მიერთების F წერტილში აღმოჩნდება საჭირო ჰიდროსტატიკურ წნევაზე (წერტილი 2) ნაკლები.

II შენობის გათბობის სისტემის ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად საჭიროა, რომ გარე თბოსადენის E—იქ მონაკვეთზე გავზარდოთ წნევის დანაკარგები, რათა ავწიოთ გათბობის სისტემის უკუმაგისტრალში წნევა 2 წერტილის შესაბამის წნევამდე ან დავაყენოთ წნევის რეგულატორი (ნახ. 6. 46). II და შემდგომ შენობებში მოსალოდნელია იგივე შემთხვევები, რაც II შენობაში, თუ წინასწარ არ დავსახეთ ღონისძიებები მის აღმოსაფხვრელად. ამ ღონისძიებების დასახვა კი უნდა მოხდეს გარე თბოსადენებში ჰიდროსტატიკურ წნევების ეპიურის საფუძველზე.

მრავალსართულიანი შენობების ჯგუფის გათბობის სისტემაში შესაძლებელია არა მარტო წნევის შემცირება, არამედ მისი გაზრდაც, რაც მეტად სახიფათოა სისტემის ცალკეული ელემენტების სიმტკიცე-



ნახ. 6. 48.

ცის შენარჩუნების თვალსაზრისით. წნევის მნიშვნელოვანი გაზრდა შეიძლება გამოიწვიოს საფართოებელი ჭურჭლის გადატანამ ერთი შენობიდან მეორეში.

საფართოებელი ჭურჭლის გადატანა თბოსადგურთან ახლომდებარე შენობიდან უფრო მოცილებულ და მალალ შენობაში არ იწვევს ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელოვან ცვლილებას საცირკულაციო ტუმბოს როგორც მოქმედების, ასევე უმოქმედობის შემთხვევაში. საფართოებელი ჭურჭლის გადატანამ კი თბოსადგურთან უფრო ახლომდებარე მალალ შენობაში შეიძლება გამოიწვიოს წნევის მნიშვნელოვანი გაზრდა გათბობის სისტემის ცალკეულ ნაწილებში. წნევის გაზრდა გამოწვეულია არა მარტო შენობის სიმაღლის გაზრდით, არამედ ტუმბოს დაკირხვნის ზონის გადიდებით (თუ საფართოებელი ჭურჭელი, როგორც წესი, მიერთებული იქნება უკუთბოსადენთან).

6. 48. ნახაზზე ნაჩვენებია წნევის ცვლილება თბოსადგურის მოწყობილობებსა და გარე და გათბობის სისტემის ადგილობრივ თბოსადენებში ოთხი შენობისათვის, როდესაც საფართოებელი ჭურჭელი ჯერ მოთავსებულია IV შენობაში (წერტილი 1), ხოლო შემდეგ I შენობაში (წერტილი 2). პირველ შემთხვევაში პიეზომეტრული ხაზები გამოსახულია მუქი ხაზებით, მეორე შემთხვევაში კი წყვეტილი ხაზებით. საფართოებელი ჭურჭლის გადატანის დროს IV შენობიდან I-ში თბოსადგურის ელემენტებში ხდება წნევის უფრო მნიშვნელოვანი მომატება (ΔP), ვიდრე ეს მოსალოდნელი იყო შენობების k -სიმაღლით გაზრდით. წნევა A_z წერტილში შეიძლება აღმოჩნდეს თბოსადგურის მოწყობილობის და არმატურის ზღვრულ დასაშვებ წნე-

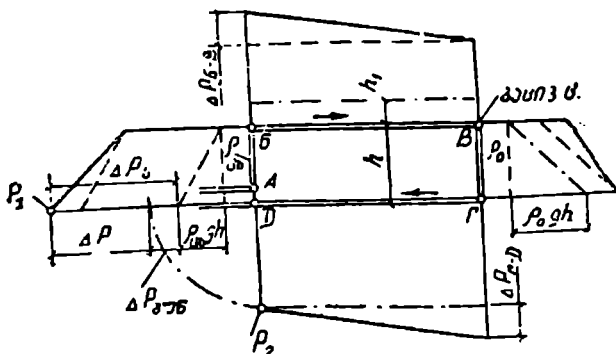
ვანე მეტი. ნახაზიდან ჩანს, აგრეთვე, რომ წნევის მომატებას ადგილი აქვს ყველა თბოსადენში. წნევის მომატების შედეგად მისი სიდიდე შეიძლება აღმოჩნდეს გათბობის ადგილობრივი სისტემის ელემენტების ზღვრულ დასაშვებ წნევებზე მეტი. ეს განსაკუთრებით შეეხება ძველ, თბოსადგურიდან შორს მდებარე შენობებს (IV შენობა).

თბოსადგურის მოწყობილობებში წნევის შემცირება შესაძლებელია, თუ საციკულაციო ტუმბოს უკუთბოსადენიდან გადავიტანთ საერთოდ მიმწოდებელ თბოსადენზე (მაშინ წნევა არ აღემატება H_2 წერტილში წნევას). IV შენობის გათბობის ადგილობრივ სისტემაში შეიძლება მოწყობილ იქნეს დამადაბლებელი სატუმბო ქვესადგური ან გამოყენებულ იქნეს გარე თბოსადენებთან მიერთების დამოუკიდებელი სქემა (იხ. ნახ. 6. 1, ბ).

3. წნევის დინამიკა გათბობის სისტემაში საფართოებელი ჰურკლის გარეშე

განვიხილოთ წნევის დინამიკა შენობის გათბობის ადგილობრივ ისეთ სისტემებში, რომლებიც უშუალოდ მიერთებულია გარე თბოსადენებთან. მაგალითისათვის ავიღოთ 6. 46 ნახაზზე ნაჩვენები I შენობის გათბობის სისტემა, რომლისთვისაც, როგორც უკვე ზემოთ აღვნიშნეთ, საჭირო იყო საწყისი წნევის შემცირება P_1 , ხოლო საბოლოო წნევის გაზრდა P_2 სიდიდემდე. გათბობის სისტემა გამოსახულია 6. 49 ნახაზზე ორმაგი ხაზებით, მისი სიმაღლეა h , გაცივების ცენტრი მოთავსებულია H წერტილში.

რადგან სისტემას არ გააჩნია საფართოებელი ჰურკელი, მუდმივი წნევის წერტილი და მასში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე



ნახ. 6. 49.

უნდა მოექცნოთ სხვა გზით, ვიდრე ეს განხილული იყო საფართო-ბელი ჰურკლის მქონე გათბობის სისტემებისათვის.

წინასწარ ვსახავთ პირობას, რომ წნევა იყოს საკმარისი ყველაზე მაღლა მდებარე წერტილში გარკვეული სიჭარბის შესაქმნელად, რათა უზრუნველყოფილ იქნეს დაბალტემპერატურიანი ($t_{\text{ც}} < 100^{\circ}\text{C}$) სისტემის საიმედო შევსება და მისგან ჰაერის გაყვანა, მაღალტემპერატურიან სისტემებში ($t_{\text{ც}} = 150^{\circ}\text{C}$) კი — წყლის აღუღების აღმოფხვრა.

ამ პირობის შესასრულებლად ზემო მიმწოდებელი მაგისტრალიდან საკმაო სიმაღლეზე h_1 ვატარებთ პიეზომეტრულ წყვეტილ წერტილოვან ხაზს სტატიკურ რეჟიმში (ე. ი. როდესაც სისტემაში ადგილი არა აქვს წყლის ცირკულაციას). h_1 სიმაღლე ისე უნდა იყოს შერჩეული, რომ ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე, როდესაც $t_{\text{ც}} < 100^{\circ}\text{C}$, იყოს არანაკლებ 0,01 მპა (0,1 კგ/სმ²), ე. ი. $h_1 \geq 1$ მ, ხოლო, როდესაც $t_{\text{ც}} = 150^{\circ}\text{C}$, არანაკლებ 0,4 მპა (4 კგ/სმ²). დანარჩენ პიეზომეტრულ წყვეტილ-წერტილოვან ხაზებს კი ვატარებთ არჩეული მინიმალური წნევიდან გამომდინარე, რის საფუძველზეც ვღებულობთ უკუმაგისტრალის 1 წერტილში საჭირო ჰიდროსტატიკურა P_1 წნევის სიდიდეს.

თუ 1 წერტილში წნევის რეგულატორის საშუალებით შევინარჩუნებთ P_2 წნევის მუდმივ მნიშვნელობას. მაშინ ეს წერტილი გახდება გათბობის ადგილობრივი სისტემის ხელოვნური მუდმივი წნევის (ნეიტრალური) წერტილი. P_1 წნევა იქნება საწყისი პიეზომეტრული ხაზების ასაგებად დინამიკურ რეჟიმში (ნახ. 6. 49 კონტურის ხაზები).

მოვქმენით ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება გათბობის ადგილობრივი სისტემის სამ დამახასიათებელ წერტილში (Γ, В, А).

Γ წერტილი ეკუთვნის ქვედა უკუმაგისტრალს და იგი ყველაზე უფრო შორს მდებარეობს შემყვანიდან. В წერტილი მდებარეობს ზემო მიმწოდებელ მაგისტრალზე და დაშორებულია შემყვანიდან. А წერტილი კი მდებარეობს მიმწოდებელი მაგისტრალის დასაწყისში.

Γ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა გამოსახავს ქვემო უკუმაგისტრალში მაქსიმალურ წნევას და იგი ტოლია

$$P_{\text{გ,г}} = P_2 + \Delta P_{\Gamma-1}, \quad (6.34)$$

სადაც $\Delta P_{\Gamma-1}$ არის წნევის დანაკარგები Γ-დან А წერტილში წყლის გადაადგილების დროს.

მაქსიმალური წნევა არ უნდა აღემატებოდეს სისტემის ცალკეული ელემენტების მუშა წნევას. (6. 34) გამოსახულება სწორედ ამ პირობის შესაძრწმებლადაა გამოსადეგი. ასე, მაგალითად, თუ $P_2 \approx 0,6$ მპა, მაშინ, უკუმაგისტრალში წნევის დანაკარგების გათვალისწინებით, მაქსიმალური ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე თუჯის არმატურასა და ხელსაწყობში, რომლებიც განლაგებული არიან შემყვანის დონეზე ან უფრო დაბლა, გადააქარბებს მუშა წნევას, რასაც შეუძლია გამოიწვიოს მათი დაზიანება.

B წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა გამოსახავს ზემო მიმწოდებელ მაგისტრალში (და საერთოდ სისტემაში) წნევის უმცირეს მნიშვნელობას დინამიკურ რეჟიმში

$$P_{B\Gamma} = P_2 + \Delta P_{B-\Gamma} - \rho_{\text{ს}} g h, \quad (6.35)$$

სადაც $\Delta P_{B-\Gamma}$ არის წნევის დანაკარგების სიდიდე B-დან Γ წერტილში წყლის გადაადგილების დროს.

$\rho_{\text{ს}}$ — გაცივებული წყლის სიმკვრივე.

(6. 35) გამოსახულება წარმოადგენს პირობას, რომლის საშუალებითაც შეგვიძლია შევამოწმოთ მოხდება თუ არა მაღალი ტემპერატურის წყლის აღულება, როდესაც P_2 სიდიდე აიღება ტემპერატურის გაუთვალისწინებლად. მაგალითად, თუ სისტემის სიმაღლე $h = 20$ მ, $\Delta P_{B-\Gamma} = 0,05$ მპა, ხოლო წნევა $P_2 = 0,25$ მპა. მაშინ ზემო B წერტილში წყლის ცირკულაციის დროს მინიმალური წნევის მნიშვნელობა იქნება

$$P_{B\Gamma} = 0,25 + 0,05 - (977,81 \cdot 9,81 \cdot 20) \cdot 10^{-6} \approx 0,11 \text{ მპა (1 1 კგ/სმ}^2\text{)}$$

ეს წნევა კი არ იქნება საკმარისი წყლის აღულების აღმოსაფხვრელად, როდესაც მისი ტემპერატურა აღემატება 120°C . აქვე უნდა დავძინოთ, რომ როდესაც ცხელი წყლის ტემპერატურა 150°C , მინიმალური წნევა უნდა იყოს არანაკლებ $0,4$ მპა, რათა აღმოფხვრილ იქნეს მილსადენში წყლის აღულების შესაძლებლობა.

A წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა (ვთვლით, რომ A წერტილი იმყოფება იმავე დონეზე, რომელზეც Γ წერტილი) გამოსახავს სისტემის მიმწოდებელ მაგისტრალში მაქსიმალურ წნევას დინამიკურ რეჟიმში:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{A-\Gamma} - \rho_{\text{ს}} g h + \rho_{\text{ს}} g h \quad (6.36)$$

ან

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{\text{სისტ}} - \Delta P_{\text{ს}} \quad (6.37)$$

სადაც $\Delta P_{\text{სისტ}} = \Delta P_{\text{არის წნევის დანაკარგები A წერტილიდან D წერტილამდე წყლის გადაადგილების დროს. ანუ გათბობის სისტემის წინააღმდეგობა:$

$\Delta P_{\text{პაე}}$ — ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა, რომელიც ტოლია

$$\Delta P_{\text{პაე}} = gh(\rho_1 - \rho_2).$$

(6. 37) გამოსახულება გადაწეროთ ასე

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{\text{სისტ}} - \Delta P_{\text{პაე}} \quad (6.38)$$

ან

$$\Delta P_{\text{გ}} = \Delta P_{\text{სისტ}} - \Delta P_{\text{პაე}} \quad (6.39)$$

ეს უკანასკნელი კი შეესაბამება სისტემაში ტუმბოვან საცირკულაციო წნევას /იხ. ფორმულა (6. 16)/.

(6. 39) ფორმულა გვიჩვენებს, რომ ჰიდროსტატიკური წნევათა სხვაობა გარე მიმწოდებელ და უკუთბოსადენებში, შენობასთან მიერთების ადგილას, რომელიც იწვევს გათბობის ადგილობრივ სისტემაში წყლის ცირკულაციას, ნაკლებია სისტემაში წყლის მოძრაობის დროს წნევის დანაკარგებზე ($\Delta P_{\text{სისტ}}$) ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდით ($\Delta P_{\text{პაე}}$). გრაფიკულად ეს გამოსახულია 6. 49 ნახაზის მარცხნივ.

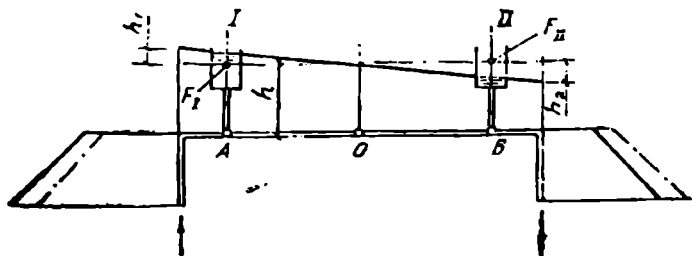
შენობის თბურ შემყვანზე შემრევი ტუმბოს ან წყალჭაველური ელევატორის გამოყენება გავლენას არ ახდენს გათბობის ადგილობრივი სისტემის თბოსადენებში ზემოთ განხილულ წნევის დინამიკაზე.

4. წნევის დინამიკა გათბობის იმ სისტემაში, რომელსაც გააჩნია ორი საფართოებელი ჰურჭელი

გათბობის სისტემაში ორი საფართოებელი ჰურჭელი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს იმ შემთხვევაში, თუ დაცული იქნება გარკვეული პირობები. ამ პირობების შესასრულებლად განვიხილოთ გათბობის ადგილობრივ სისტემასთან ორი საფართოებელი ჰურჭლის მიერთების შესაძლო შემთხვევები.

1. ორი საფართოებელი ჰურჭელი მიერთებულია გათბობის ადგილობრივი სისტემის ერთ წერტილში. ეს წერტილი წარმოადგენს მუდმივი წნევის წერტილს. წყალი ორივე ავზში იმყოფება ერთ დონეზე. ყველა ადრე გაკეთებული დასკვნები ამ შემთხვევაშიც რჩება ძალაში;

2. ორი საფართოებელი ჰურჭელი გათბობის ადგილობრივი სის-



ნახ. 6. 50.

ტუმის ორ A და B წერტილში მიერთებულია მიმდევრობით (ნახ. 6-50). ნახაზზე ნაჩვენებია პიეზომეტრული ხაზები სტატიკურ (წყვეტილ-წერტილოვანი) და დინამიკურ (კონტურის ხაზები) რეჟიმებში.

ტუმბოს ამოქმედებამდე ავზებში წყალი, თანახმად ზიარჭურჭლის კანონისა, იმყოფება ერთ დონეზე. ტუმბოს მოქმედების შემთხვევაში სისტემაში წარმოიშობა ნეიტრალური წერტილი. როგორც ვიცით, ჩაქეტილ საციკულაციო რგოლში არსებობს მხოლოდ ერთი მუდმივი წნევის (ნეიტრალური) წერტილი, რომელიც განსახილველ შემთხვევაში მდებარეობს A და B წერტილების შემაერთებელ მონაკვეთზე (O წერტილი). A წერტილი იმყოფება ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში, ამიტომ ამ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა დინამიკურ რეჟიმში იზრდება სტატიკურ რეჟიმთან შედარებით, ხოლო B წერტილი იმყოფება ტუმბოს შეწოვის ზონაში. ამიტომ ამ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევა დინამიკური რეჟიმის დროს უფრო მცირეა, ვიდრე სტატიკური რეჟიმის დროს. შესაბამისად წყლის დონე პირველ ავზში მაღლა აიწევს, მეორე ავზში კი დაბლა დაიწევს (ამ დროს ავზები ემსგავსება წყლის მანომეტრს).

ავზებს შორის დონეთა სხვაობა პროპორციულია წნევის დანაკარგებისა თბოსადენის A—B მონაკვეთზე [იხ. ფორმულები (6. 30) და (6. 31)]. თუ ავზებს აქვთ ერთი და იგივე განივი კვეთის ფართობი F_I და F_{II} და A—B მონაკვეთის და ავზების თბოსადენებთან დამაკავშირებელი მილების დიამეტრები ერთნაირია, მაშინ პირველ ავზში წყლის აწევის სიმაღლე h_1 ტოლია, მეორე ავზში h_2 წყლის დაწევის სიმაღლისა. ხოლო მუდმივი წნევის (ნეიტრალური) წერტილი O მდებარეობს A—B მონაკვეთის შუაში.

თუ ავზებს გააჩნიათ განივი კვეთის სხვადასხვა ფართობები, მაშინ წყლის დონის ნაკლები ცვლილება ხდება იმ ავზში, რომელსაც დიდი განივი კვეთის ფართობი გააჩნია (ე. ი. წყლის აწევის სიმაღლე

ავზის განიკვეთის ფართობის უკუპროპორციულა). შესაბამისად პირველ ავზში წყლის აწევის სიმაღლე გამოითვლება ფორმულით

$$h_1 = \frac{\Delta P_{A-B}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I - F_{II}} \quad (6.40)$$

სადაც ΔP_{A-B} არის წნევის დანაკარგები თბოსადენის A—B მონაკვეთზე. (6.40) ფორმულა გამოიყენება პროპორციიდან

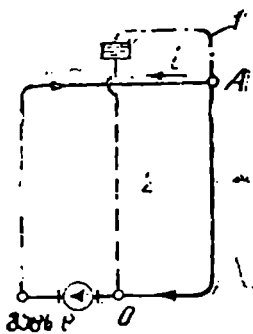
$$\frac{\rho g h_1}{F_{II}} = \frac{\rho g h_2}{F_I} = \frac{\rho g (h_1 + h_2)}{F_I - F_{II}} \quad \text{სადაც } \rho g (h_1 + h_2) = \Delta P_{A-B}.$$

(6.40) ფორმულის ანალოგიურად შეგვიძლია მივიღოთ ფორმულა მეორე ავზში წყლის დაწევის დონის h_2 -ის გამოსათვლელად.

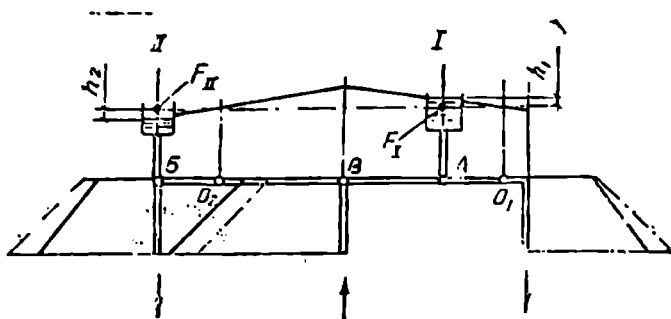
თუ მეორე ავზს გავაკეთებთ იმდენად დიდს, რომ მასში წყლის დონის ცვლილებას უგულვებელყოფთ, მაშინ ნეიტრალური O წერტილი გადაინაცვლებს ამ ავზის თბოსადენთან მიერთების B წერტილში; ხოლო მცირე ზომის ავზში წყლის აწევის სიმაღლე მიაღწევს მაქსიმალურ მნიშვნელობას

$$h_{\text{ავზ}} = \frac{\Delta P_{A-B}}{\rho g} \quad (6.41)$$

პრაქტიკულად ეს ის შემთხვევაა, როდესაც გათბობის სისტემას გააჩნია ერთი საფართოებელი ჭურჭელი, რომელაც მიერთებულია უკუმაგისტრალზე O წერტილში, ხოლო ჰაერის გასაყვანად ზეშო მანაწილებელ მაგისტრალზე A წერტილში მიერთებულია საპაერო მილა (ნახ. 6. 51). ეს მილი ფაქტიურად წარმოადგენს მცირე განივი კვეთის მქონე მეორე საფართოებელ ჭურჭელს. რომელიც ჩართულია ძირითადი საფართოებელი ჭურჭლის წინ. ტუმბოს მოქმედების შემთხვევაში ამ მილში აიწევის წყალი. მისი აწევის სიმაღლე, პროპორციული იქნება მილსადენის წინააღმდეგობისა A წერტილიდან მუდმივი წნევის O წერტილამდე. წინააღმდეგობის ეს სიდიდე შეიძლება იმდენად დიდი იყოს, რომ საპაერო მილში წყალი არა მარტო აიწეოს, არამედ გადმოიღვრება კიდევც. ეს



ნახ. 6. 51. საპაერო მილის (1) მიერთება წყლით სათბობი სისტემების დაჭირხუნის ზონაში.



ნახ. 6. 52.

წყალი ავზის სისტემასთან შემაერთებელი მილების საშუალებით კვლავ სისტემას დაუბრუნდება. ამრიგად, სისტემაში წარმოიქმნება დამატებითი საცირკულაციო რგოლი. ასეთ დამატებით საცირკულაციო რგოლს შეუძლია სისტემის ნორმალური მუშაობის დარღვევა. ამიტომ ასეთი სქემით სისტემიდან ჰაერის გაყვანის დროს საჭიროა მოსალოდნელი შემთხვევების წინასწარი გათვალისწინება.

3. ორი საფართოებელი ჭურჭელი მიერთებულია გათბობის სისტემასთან პარალელურად ორ A და B წერტილში. ამ დროს თითოეულ საცირკულაციო რგოლს გააჩნია თავისი მუდმივი წნევის წერტილი (σ_1 და σ_2 წერტილი) (ნახ. 6. 52). სისტემაში წყლის რაოდენობის მუდმივობის პირობიდან გამომდინარეობს, რომ ტუმბოს გაშვების შემთხვევაში თუ ერთ ავზში (მაგალითად, 1-ში) წყლის დონე აიწევს, მაშინ მეორე ავზში დაიწევს. აქედან გამომდინარეობს, რომ A წერტილი იმყოფება ტუმბოს დაჭირხვნის ზონაში ანუ ნეიტრალური σ_1 წერტილის წინ, ხოლო B წერტილი იმყოფება ტუმბოს შეწოვის ზონაში ანუ ნეიტრალურ σ_2 წერტილის შემდეგ.

წყლის დონეების ცვლილება ავზებში წინანდებურად პროპორციული იქნება წნევის დანაკარგებისა მათი მიერთების წერტილებიდან (A და B) ნეიტრალურ (σ_1 და σ_2) წერტილებამდე. ამ წერტილების განლაგება და ავზებში წყლის დონეების ცვლილება კვლავ დამოკიდებული იქნება ამ ავზების განივი კვეთის ფართობების (F_I და F_{II}) თანაფარდობაზე. ასე, მაგალითად, I ავზში წყლის დონის აწევის სიმაღლე იქნება

$$h_1 = \frac{\Delta P_{A-O_1} + \Delta P_{O_2-B}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I + F_{II}} \quad (6.42)$$

ეს ფორმულა შეიძლება გადავწეროთ ასეც

$$h_1 = \frac{\Delta P_{B-B} - \Delta P_{B-A}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I + F_{II}} \quad (6.43)$$

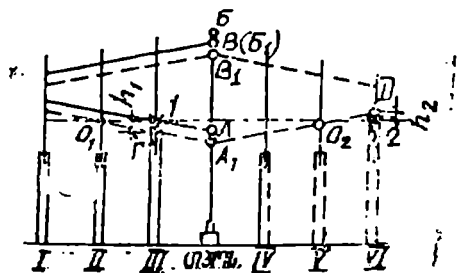
ანალოგიური სახე ექნება II ავზში წყლის დონის დაწვევის სიმაღლის გამოსათვლელ ფორმულასაც.

კერძო შემთხვევაში, როდესაც წნევის დანაკარგები ტოლია $\Delta P_{B-A} = \Delta P_{B-B}$. იუდმივი წნევის წერტილები დაემთხვევა თბოსადენთან ავზების მიერთების A და B წერტილებს და წყლის დონეები ავზებში ტუმბოს მოქმედების შემთხვევაში არ შეიცვლება როგორც თანადარღობაც არ უნდა არსებობდეს მათი განივი კვეთის ფართობებს შორის.

პრაქტიკაში შეიძლება გვექონდეს შემთხვევა, როცა საჭირო ხდება გათბობის სისტემაში მეორე ავზის დადგმა, მაგალითად, თუ გათბობის არსებულ სისტემას, რომელსაც გააჩნია ერთი ავზი, დაემატება ახალი შტო, რომელიც საჭიროებს დამატებით ავზს. მეორე ავზის დადგმა კი გამოიწვევს ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილებას გათბობის აღრე არსებულ სისტემაში.

6. 53 ნახაზზე წყვეტილი ხაზებით ნაჩვენებია შენობათა ჯგუფის გათბობის საერთო სისტემაში ჰიდროსტატიკური წნევის ცვლილება, როდესაც თბოსადგურის მარცხნივ მდებარე I—III შენობათა სისტემას, რომელთაც აქვთ საფართოებელი ჭურჭელი 1, თბოსადგურის მარჯვნივ მდებარე IV—VI შენობებისათვის დაემატა ახალი შტო საფართოებელი ჭურჭლით 2. ნახაზიდან ჩანს, რომ მუდმივი წნევის ρ_1 და ρ_2 წერტილები არ ემთხვევა ავზების თბოსადენებთან მიერთების წერტილებს. 1-ელ ავზში ადგილი აქვს წყლის დონის დაწვევას — h_1 სიმაღლით (წერტილი Γ), ხოლო მე-2 ავზში წყლის დონის აწევას h_2 სიმაღლით (წერტილი D). ამ გარემოებას შეუძლია გამოიწვიოს 2 საფართოებელი ჭურჭლიდან წყლის გაჟონვა და III შენობის გათბობის დარღვევა.

გათბობის სისტემაში ორი ავზის დაყენების დროს, რომლებიც ერთმანეთისაგან გარკვეული მანძილითაა დაკიდებული, თითქმის ყო-



ნახ. 6. 53.

ველთვის ადგლი აქვს მათში წყლის დონის ცვლელბას და იმ ავზის სასარგებლო მოცულობის შემცირებას, რომელშიც წყლის დონე მატულობს. ავზის სასარგებლო მოცულობის შემცირება დამოკიდებულია ავზების თბოსადენებთან მიერთების წერტილებს შორის წნევის დანაკარგების სიდიდებზე. რაც მეტია წნევის კარგვა ორ თანამიმდევრობით მიერთებულ წერტილს შორის [იხ. ფორმულა (6.40)]. ან რაც მეტია წნევის კარგვის სხვაობა ორ პარალელურად მიერთებულ წერტილებამდე [იხ. ფორმულა (6.43)], მით მეტია ავზების სასარგებლო მოცულობის დანაკარგი.

ამიტომ გათბობის სისტემაში ორი ავზის მოწყობის დროს მათი ჯამური მოცულობა ყოველთვის მეტი უნდა იყოს ერთი საერთო ავზის მოცულობაზე, ამასთანავე განსხვავება მოცულობებს შორის ავზების ერთმანეთისაგან დაცილებასთან ერთად გაიზრდება.

ზემოთქმულიდან გამომდინარეობს, რომ ვიდრე გათბობის სისტემაში მოვაწყობდეთ ორ საფართოებელ ჭურჭელს, საჭიროა მათში წყლის დონეების ცვლილების წინასწარ შემოწმება და ზომების შეჩვენება ისე, რომ გამორიცხულ იქნეს სისტემაში წყლის ცირკულაციის დარღვევა.

ჩვენ მიერ ზემოთ განხილული იყო ტუმბოიანი წყლის სათბობი სისტემების შიგა და გარე თბოსადენებში ჰიდრაულიკური წნევის დინამიკა ღია საფართოებელი ჭურჭლის გამოყენების შემთხვევაში.

გათბობის სისტემა შეიძლება მოეწყოს ღია საფართოებელი ჭურჭლის გარეშეც. თუ სისტემის ყველა ელემენტში ექსპლუატაციის სხვადასხვა რეჟიმის დროს უზრუნველყოფილი იქნება საჭირო (ან დასაშვებ) ჰიდროსტატიკური წნევა. ამ დროს სისტემაში ეწყობა: დაბურული საფართოებელი ჭურჭელი (რომელიც იმყოფება ბუნებრივი ან ხელოვნურად გაზრდილი ჰიდროსტატიკური წნევის ქვეშ) ან მულტივმოქმედი მკვებავი ტუმბოები ანდა სარქველები. მულტივმოქმედი მკვებავი ტუმბოების გამოყენების დროს იზრდება სისტემის ღირებულება. რაც ეკონომიკური თვალსაზრისით გაუმართლებელია. მკვებავი ტუმბოების პერიოდული მოქმედება (ელექტროენერგიის ხარჯის შემცირების მიზნით), როდესაც სისტემას არა აქვს საფართოებელი ჭურჭელი. იწვევს ჰიდროსტატიკური წნევის მნიშვნელოვან ცვლელბას, რაც გამორიცხავს სისტემის საიმედო მუშაობას, ხოლო თუ სისტემას აქვს საფართოებელი ჭურჭელი, მაშინ მკვებავი ტუმბოების პერიოდული მოქმედება უზრუნველყოფს გათბობის სისტემის სტაბილურ ჰიდრაულიკურ რეჟიმს.

✂

გათბობის სისტემის ჩაკეტილ კონტურში წყლის გაცხელება და გაცივება იწვევს სიმკვრივის არაერთგვაროვან განაწილებას. თუ სისტემა პორიზოტალურია, მაშინ სიმკვრივის არაერთგვაროვანი განაწილება არ იწვევს მასში წყლის ცირკულაციას. ვერტიკალურ სისტემებში კი წარმოიშობა წყლის თავისუფალი მოძრაობა, რომელსაც ეწოდება წყლის ბუნებრივი ანუ გრავიტაციული ცირკულაცია. ბუნებრივი ანუ გრავიტაციული წნევა, რომელიც სისტემაში იწვევს წყლის ცირკულაციას, განისაზღვრება ერთნაირი სიმაღლის ორი სვეტის ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობით [იხ. ფორმულა (6. 26)].

გათბობის სისტემაში თბოშემცველის (წყლის) ცირკულაციის დროს ხდება მისი ტემპერატურის მუდმივი შემცირება. ტემპერატურის შემცირება იწვევს თბოგადამცემის გამოსვლის ადგილიდან (სადაც ტემპერატურა მაქსიმალურია) და მთავრდება იმავე თბოგადამცემში შესვლის ადგილას. წყლის თანდათანობითი ნელი გაცივება თბოსადენებში იცვლება სათბობ ხელსაწყოებში მისი მკვეთრად გაცივებით. ამიტომ ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა უნდა განვიხილოთ, როგორც ორი სიდიდის ჯამი. ესენია ხელსაწყოებში ($\Delta P_{\text{გ. ხ.}}$) და მილსადენთა ($\Delta P_{\text{მ. ხ.}}$) წყლის გაცივების შედეგად წარმოშობილი წნევები:

$$\Delta P_{\text{გ. ხ.}} = \Delta P_{\text{გ. ხ.}} + \Delta P_{\text{მ. ხ.}} \quad (6.44)$$

ხშირ შემთხვევაში, მაგალითად, მრავალსართულიან შენობებში, ძირითადია პირველი შესაკრები, მეორე კი, მისი სიმცირის გამო, დამატებითი. კერძო შემთხვევაში, მაგალითად, ბინის გათბობის სისტემაში ძირითადია მეორე შესაკრები $\Delta P_{\text{გ. ხ.}}$.

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის განსაზღვრის დროს შემოტანილია გაცივების ცენტრის ცნება. ამ ცენტრებში თბოშემცველის ტემპერატურის თანდათანობით ცვლილებას მილსადენის ან სათბობი ხელსაწყო სიგრძეზე პირობითად ღებულობენ ნახტომისებრად. უეცარი გაცივების ასეთი საზღვრის შემოტანის შემდეგ შეგვიძლია ჩავთვალოთ, რომ თბოსადენის ან სათბობი ხელსაწყო სიგრძის ერთ ნახტომზე წყალს გააჩნია ერთი სიმკვრივე. მეორე ნახტომზე კი სხვა სიმკვრივე. ამასთანავე, ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე არ იცვლება. ანალოგიურად ხდება წყლის ტემპერატურის და შესაბამისად სიმკვრივის ცვლილება თბოგადამცემში, რომელსაც უწოდებენ გაცხელების ცენტრს.

სათბობ ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოშობილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე $\Delta P_{\text{ავ. ხელ}}$ დამოკიდებულია გათბობის სისტემის სქემაზე და იგი შესაბამის სქემებთან ერთად განიხილება შემდეგ პარაგრაფში.

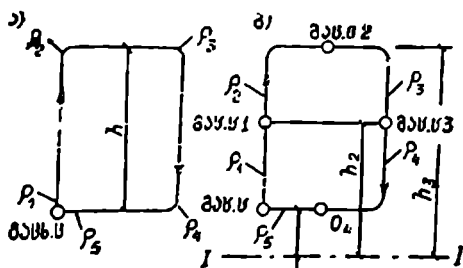
აქ ჩვენ განვიხილავთ ბუნებრივ საციკულაციო წნევას, რომელიც წარმოიშობა მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად. დავუშვათ. გვაქვს 6. 54, ა ნახაზზე წარმოდგენილი საციკულაციო რგოლი, რომელსაც არ გააჩნია სათბობი ხელსაწყოები. წყლის გაცივება წარმოებს მხოლოდ მილსადენის კედლების თბოგაცემის შედეგად. ვერტიკალურ რგოლში წყლის ცირკულაციის შედეგად მისი სიმკვრივე თანდათან იზრდება ρ_1 სიდიდიდან (რომელიც წყალს გააჩნია თბოგადამცემიდან გამოსვლის კვეთში) ρ_5 სიდიდემდე (რომელიც წყალს აქვს თბოგადამცემში შესვლის კვეთში). 6. 54, ა ნახაზზე ნაჩვენებია აგრეთვე დამატებითი სიმკვრივეები (ρ_2, ρ_3, ρ_4), რომლებიც წყალს აქვს ვერტიკალური და ჰორიზონტალური მილების გადაკვეთის ადგილებში.

წყლის საშუალო სიმკვრივეები მილსადენის მარჯვენა და მარცხენა სვეტებში შესაბამისად იქნება $\frac{\rho_3 + \rho_4}{2}$ და $\frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$.

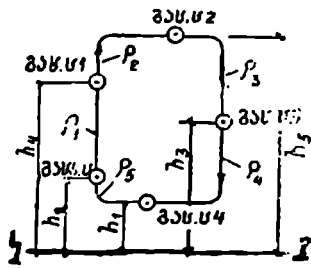
ბუნებრივ საციკულაციო წნევას განვსაზღვრავთ როგორც h სიმაღლის წყლის ორი სვეტის ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობას

$$\Delta P_{\text{ავ. ხელ}} = gh \left(\frac{\rho_3 + \rho_4}{2} - \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \right) \quad (6.45)$$

თუ გამოვიყენებთ მილსადენში წყლის გაცხელების და გაცივების პირობითი ცენტრების ცნებას, რომლებიც დატოვებულია ათე-



ნახ. 6. 54.



ნახ. 6. 55.

ლის I—I სიბრტყიდან რაღაც მანძილით (ნახ. 6. 54, ბ), მაშინ ბუნებრივი საციკულაციო წნევს სიდიდე გამოისახება ფორმულით

$$\Delta P_{\text{ბუნ. შილ}} = g [(h_2 - h_1)(\rho_2 - \rho_1) + (h_3 - h_1)(\rho_3 - \rho_1)]. \quad (6.46)$$

თუ ვერტიკალურ საციკულაციო რგოლში გაცხელების და გაცივების პირობითი ცენტრები ნებისმიერადაა განლაგებული (ნახ. 6. 55), მაშინ მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე იქნება

$$\Delta P_{\text{ბუნ. შილ}} = g [(h_2 - h_1)(\rho_2 - \rho_1) + (h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1) + (h_3 - h_1)(\rho_4 - \rho_3)]. \quad (6.47)$$

გარდაქმნის შედეგად (6. 47) ფორმულა მიიღებს სახეს

$$\Delta P_{\text{ბუნ. შილ}} = g [h_2(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_3 - \rho_1) + h_2(\rho_4 - \rho_3) + h_1(\rho_3 - \rho_4)]. \quad (6.48)$$

როგორც (6. 48) ფორმულიდან ჩანს, ბუნებრივი საციკულაციო წნევის მისაღებად საჭიროა გაცხელების და გაცივების ცენტრებიდან ათვლის I—I სიბრტყემდე ვერტიკალური მანძილები გავამრავლოთ ცენტრის შემდეგ და ცენტრამდე წყლის სიმკვრივეთა სხვაობაზე. აქ უნდა აღვნიშნოთ, რომ გაცხელების ცენტრის შემდეგ გაცივება ზრდის საციკულაციო წნევას, ხოლო გაცივების ცენტრის შემდეგ გაცხელება მას ამცირებს (განტოლებაში მე-4 წევრი გამოდის უარყოფითი, რადგან $\rho_1 < \rho_4$).

ზოგადი სახით (6. 48) ფორმულა ჩაიწერება ასე

$$\Delta P_{\text{ბუნ. შილ}} = g \sum_{i=1}^n h_i (\rho_{i+1} - \rho_i). \quad (6.49)$$

როგორც ჩანს, ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე მთო მეტია, რაც უფრო მაღლა მდებარეობს გაცივების ცენტრი გაცხელების ცენტრიდან (ჩვეულებრივად ათვლის I—I სიბრტყედ აიღება გაცხელების ცენტრზე გამავალი სიბრტყე). ერთ-ერთი გაცივების ცენტრის განლაგების დროს გაცხელების ცენტრზე დაბლა ცენტრი ρ_4 , ნახ. 6. 55) საციკულაციო წნევის სიდიდე მცირდება.

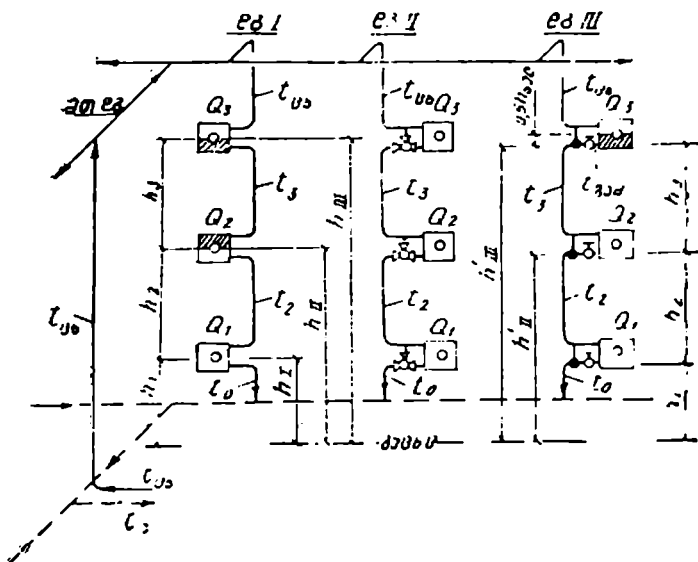
წყლით სათბობ სისტემებში, რომლებშიც თბოსადენები განლაგებულია ზემოთ, ბუნებრივი წნევის სიდიდე უფრო მეტია. ვიდრე სისტემებში, რომლებშიც თბოსადენები განლაგებულია ქვემოთ, რადგანაც მეტია ვერტიკალური მანძილი ზემო მაგისტრალის გაცივების ცენტრსა და გაცხელების ცენტრს შორის.

როგორც ცნობილია. წყლით სათბობი სისტემები ეწყობა მრავალ-
ლი სქემით. ეს სისტემები შეიძლება იყოს წყლის ზემო და ქვემო გა-
ნაწილებით, ჩიხური ან რგოლური (ცხელი და ცივი წყლის თანამგზავ-
რული-პარალელური მოძრაობით), სათბობი ხელსაწყობის მიმდევ-
რობით ან პარალელური შეერთებით (წყლით მოძრაობის მიხედვით).
წყლის სისტემები შეიძლება იყოს ვერტიკალური დგარებით და ჰო-
რიზონტალური, ცალკეულ სართულზე განშტოებებით. გათბობის სის-
ტემის სქემის შერჩევა ხდება დაპროექტების დროს ცალკეული კონ-
კრეტული შენობისათვის. ამასთანავე თითოეულ სქემაში თავისებუ-
რად არის შეთავსებული მაგისტრალები და დგარები ან განშტოებები
სათბობ ხელსაწყობთან.

თითოეული ვერტიკალური ან ჰორიზონტალური გათბობის სის-
ტემის ერთ-ერთი ძირითადი ელემენტია დგარი ან განშტოება, რომლე-
ბიც მრავალგზის გვხვდება სისტემის სქემის შედგენის დროს. ამიტომ
კონკრეტული სქემის დამუშავება შეუძლებელია, თუ წინასწარ არ
იქნა შერჩეული დგარების ან განშტოებების სქემები. განვიხილოთ
ხელსაწყობში წყლის გაცივების შედეგად წარმოშობილი ბუნებრივი
საკონტრულაციო წნევის სიდიდეები ერთმილოვანი და ორმილოვანი
სისტემების დგარების და განშტოებების ცალკეულ კონსტრუქციე-
ბისათვის.

1. ვერტიკალური ერთმილოვანი სათბობი სისტემები

ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემები
წყლის ზემო განაწილებით გამოიყენება მრავალსართული-
ან შენობებში. 6. 56 ნახაზზე წარმოდგენილია ასეთი სისტემა წყლის
მოძრაობის ჩიხური სქემით სამსართულიანი შენობისათვის. სქემაზე
წარმოდგენილია პრაქტიკაში უფრო მეტად გავრცელებული დგარის
სამი კონსტრუქცია. I დგარს გააჩნია ხელსაწყობსთან მიერთების გამ-
დინარე კვანძები (ანუ გამდინარე დგარები), II-ს გამდინარე-რეგუ-
ლირებადი კვანძები შემომვლები უბნებით და სამსელიანი მარეგუ-
ლირებელი ონკანებით, III-ს კი გააჩნია კვანძები გადაადგილებული
ჩამკეტი უბნებით (ზღუდარებით) და გასასვლელი მარეგულირებელი
ონკანებით. შესაძლებელია შეგვხვდეს აგრეთვე დგარების კონსტრუქ-
ცია, რომლებშიც შემომვლები და ჩამკეტი უბნები ემთხვევა დგარის
ღერძს (ნახ. 6. 13) ან კიდევ როდესაც სათბობი ხელსაწყობი მიერ-
თებულია დგარის ორივე მხარეს (ნახ. 2. 4). შენობის გათბობის სის-



ნახ. 6. 56.

ტემაში უმჯობესია მოეწყოს ერთი კონსტრუქციის დგარები (მაგალითად, გამდინარე-რეგულირებადი), თუმცა შეიძლება გვექონდეს ამავე შენობაში სხვა კონსტრუქციის დგარებიც (მაგალითად, გამდინარე დგარები დამხმარე სათავსებში).

6. 56 ნახაზზე სათბობ ხელსაწყოებზე დატანილია მათი Q_1 , Q_2 , Q_3 თბური დატვირთვები. თითოეული ხელსაწყო კონტურის შიგნით მცირე ზომის წრეწირებით ნაჩვენებია ხელსაწყოში წყლის გაცივების პირობითი ცენტრი. ნაჩვენებია აგრეთვე გაცივების ცენტრებსა და გაცხელების ცენტრს შორის ვერტიკალური მანძილები.

წყლის ხარჯი დგარში მოცემული თბური დატვირთვის დროს გამოითვლება ფორმულით

$$G_{\text{და}} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{c(l_{\text{სბ}} - l_0)} = \frac{\sum Q_{\text{ბლ}}}{c \Delta t_{\text{სბ}}} = \frac{Q_{\text{და}}}{c \Delta t_{\text{სბ}}} \text{ კვ/წმ,} \quad (6.50)$$

ე. ი. დგარში წყლის ხარჯი პირდაპირპროპორციულია დგარზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების ჯამური თბური დატვირთვისა ($\sum Q_{\text{ბლ}}$) და უკუპროპორციულია დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნალისა ($\Delta t_{\text{სბ}}$). დგარის თითოეულ უბანზე ტემპერატურის მნი-

შენელობა მოთავსებული იქნება ცხელი ($t_{\text{ცხ}}$) და გაცივებული ($t_{\text{ცი}}$) წყლის ტემპერატურებს შორის. ასე, მაგალითად, ტემპერატურა III და II სართულის სათბობ ხელსაწყოებს შორის მონაკვეთზე იქნება

$$t_3 = t_{\text{ცხ}} - \Delta t_{\text{ვლ}3} = t_{\text{ცხ}} - \frac{Q_3}{cG_3} = t_{\text{ცხ}} - \frac{Q_3}{cG_{\text{ლ}3}},$$

ანალოგიურად

$$t_2 = t_{\text{ცხ}} - \frac{Q_2 + Q_3}{cG_{\text{ლ}2}}.$$

ზოგად შემთხვევაში კი ერთმილოვანი დგარის ნებისმიერ i -ურ უბანზე ტემპერატურა იქნება

$$t_i = t_{\text{ცხ}} - \frac{\sum Q_{\text{ვლ}i}}{cG_{\text{ლ}i}}, \quad (6.51)$$

სადაც $\sum Q_{\text{ვლ}i}$ არის i -ური უბნის ზემოთ განლაგებული ყველა სათბობი ხელსაწყოთა ჯამური თბური დატვირთვა.

6. 56 ნახაზის I დგარზე დაშტრიხულია სათბობი ხელსაწყოების ნახევარი სიმაღლეები. ამ სიმაღლეებზე წყლის ტემპერატურას პირობითად ვღებულობთ t_3 მუდმივს. დგარში წყალი t_3 მუდმივ ტემპერატურას ინარჩუნებს h_3 სიმაღლეზე, ხოლო t_2 მუდმივ ტემპერატურას კი h_2 სიმაღლეზე (ე. ი. მხედველობაში არ ვღებულობთ დგარში წყლის გაცივებას).

ხელსაწყოში წყლის გაცივების შედეგად წარმოშობილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე (ბა) გამდინარე (I) და გამდინარე-რეგულირებადი (II) გათბობის სისტემებისათვის განისაზღვრება განსახილველ დგარსა და მთავარ დგარს შორის ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობის მიხედვით

$$\Delta P_{\text{ავლ. ხელ}} = g [h_3 (\rho_3 - \rho_{\text{ცხ}}) + h_2 (\rho_2 - \rho_{\text{ცი}}) + h_1 (\rho_0 - \rho_{\text{ცი}})]. \quad (6.52)$$

რაც მეტია შენობაში სართულების რიცხვი, მით მეტი შესაკრები იქნება (6. 52) ფორმულის მარჯვენა მხარეზე და მით მეტი იქნება ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე.

თუ წყლის ტემპერატურის 1° -ით ცვლილების დროს სიმკვრივის საშუალო ცვლილებას აღვნიშნავთ β ასოთი,

$$\beta = \frac{\rho_0 - \rho_{\text{ცხ}}}{t_{\text{ცხ}} - t_0} \text{ კგ.მ}^3 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

მაშინ

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ}} = \beta g [h_3 (t_{\text{ცხ}} - t_3) + h_2 (t_{\text{ცხ}} - t_2) + h_1 (t_{\text{ცხ}} - t_0)]; \quad (6.53)$$

რადგან

$$t_{\text{ცხ}} - t_3 = \Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{Q_3}{c G_{\text{ცხ}}}; \quad t_{\text{ცხ}} - t_2 = \frac{Q_2 + Q_3}{c G_{\text{ცხ}}}$$

და

$$t_{\text{ცხ}} - t_0 = \frac{Q_2 + Q_3 + Q_1}{c G_{\text{ცხ}}},$$

ვექნება

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ}} = \frac{\beta g}{c G_{\text{ცხ}}} (h_{\text{III}} Q_3 + h_{\text{II}} Q_2 + h_{\text{I}} Q_1), \quad (6.54)$$

სადაც h_{III} , h_{II} და h_{I} არის შესაბამისი ხელსაწყოების გაცივების ცენტრების დაშორება გაცხელების ცენტრიდან (ნახ. 6. 56).

ზოგადი სახით ბუნებრივი საციკულაციო წნევა, როდესაც დგარზე მიერთებულია N რაოდენობის ხელსაწყო, იქნება

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ}} = \frac{\beta g}{c G_{\text{ცხ}}} \sum_{i=1}^N (Q_i h_i), \quad (6.55)$$

სადაც $Q_i h_i$ წარმოადგენს i -ური ხელსაწყოს თბური დატვირთვის ნამრავლს მისი პირობითი გაცივების ცენტრის დაშორებაზე გაცხელების ცენტრიდან.

მაგალითი 6. 3. განვსაზღვროთ ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე, რომელიც წარმოიშობა სამსართულიან შენობის სათბობ ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად (დგარები I და II, ნახ. 6. 56). ഈ ხელსაწყოების თბური დატვირთვები შეადგენს: $Q_3 = 1200$ ვტ, $Q_2 = 935$ ვტ; $h_3 = 1340$ ვტ; სიმაღლეებია: $h_3 = h_2 = 3$ მ, $h_1 = 2,0$ მ; წყლის ტემპერატურებია: $t_{\text{ცხ}} = 95^\circ\text{C}$; $t_0 = 70^\circ\text{C}$; $\beta = 0,64 \text{ კგ/მ}^3 \text{ } ^\circ\text{K}$. დგარში წყლის ხარჯი (6. 50) ფორმულის თანახმად იქნება

$$G_{\text{ცხ}} = \frac{(1200 + 935 + 1340) 3600}{4187 (95 - 70)} = \frac{0,86 \cdot 3475}{25} = 119,5 \text{ კვ/სთ};$$

დგარის ცალკეულ უბნებზე (6. 51) ფორმულის თანახმად ტემპერატურები იქნება:

$$t_3 = 95 - \frac{1200 \cdot 3600}{4187 \cdot 119,5} = 95 - \frac{0,86 \cdot 1200}{119,5} = 87,4^\circ\text{C};$$

$$t_2 = 95 - \frac{0.86(1200 + 935)}{19.5} = 79 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე (6. 53) ფორმულაში შემავალი მნიშვნელობები შეადგენს

$$\Delta P_{\text{ბუნ. წნე.}} = 0,84 \cdot 9,81 [3(95 - 37,4) + 3(95 - 79,6) + 2(95 - 70)] = 766 \text{ პა (76 კგ/მ}^2\text{)}.$$

თუ გამოვიყენებთ (6.55) ფორმულას, სადაც $h_{III} = h_2 + h_3 + h_1 = 8$ მ და $h_{II} = h_2 + h_1 = 5$ მ, მივიღებთ იმავე სიდიდეს

$$\Delta P_{\text{ბუნ. წნე.}} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4187 \cdot 119,5} (1200 \cdot 8 + 935 \cdot 5 + 1340 \cdot 2) 3600 = 766 \text{ პა (76 კგ/მ}^2\text{)}.$$

ჩამკეტებნიდან (ზღუდარებიან) დგარებში (დგარი III, ნახ. 6. 56) წყლის გაცივება წარმოებს არა მარტო ხელსაწყოებში, არამედ დგარის იმ წერტილებში, სადაც ზღუდარში გავლილი წყალი ურევა ხელსაწყოდან გამოსულ წყალს (ნახაზზე ეს ადგილები მუქი წერტილებითაა ნაჩვენები).

ზემო განაწილების მქონე გათბობის ერთმილოვან სისტემებში, რომლებსაც გააჩნია ზღუდარებიანი დგარები, ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევა გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P_{\text{ბუნ. წნე.}} = g [h_2 (p_2 - p_{02}) + h_3 (p_3 - p_{03}) + h_1 (p_0 - p_{01})]. \quad (6.56)$$

(6. 53) და (6. 56) ფორმულებს შორის არსებობს მცირე განსხვავება, რაც გამოწვეულია იმით, რომ სიმაღლე h_1' მეტია h სიმაღლეზე სიდიდით $0,5 h_{\text{ბუნ.}}$.

თუ ბუნებრივი საციკულაციო წნევის გამოსათვლელად III დგარისთვის გამოვიყენებთ (6. 55) ფორმულას, მაშინ h_3 სიმაღლე განისაზღვრება, როგორც ვერტიკალური მანძილი გაცხელების ცენტრსა და დგარის იმ წერტილს შორის, სადაც ხდება წყლის გაცივება.

ზღუდარებიან დგარებში არსებობს აგრეთვე მცირე საციკულაციო რგოლები. რომლებიც შემოსაზღვრულია ზღუდარებით და ხელსაწყოთა მიმყვანებით. როგორც 6. 56 ნახაზიდან ჩანს, ხელსაწყოში წყლის გაცივების ცენტრი და დგარში წყლის გაცივების წერტილი სხვადასხვა სიმაღლეზე მდებარეობს (მათ შორის სხვაობა ტოლია $0,5 h_{\text{ბუნ.}}$) ეს კი მცირე საციკულაციო რგოლში იწვევს საკუთარი ბუნებრივი საციკულაციო წნევის წარმოქმნას (სათბობ ხელსაწყოს და-

შტრიხულ ნაწილში წყლის ტემპერატურაა $t_{\text{გა}}$. ხოლო ზღუდარში $t_{\text{გს}}$)

$$\Delta P_{\text{გს}} = \rho g \frac{h_{\text{გს}}}{2} (p_{\text{გა}} - p_{\text{გს}}). \quad (6.57)$$

სადაც $p_{\text{გს}}$ და $p_{\text{გა}}$ შესაბამისად წყლის სიმკვრივეებია $t_{\text{გს}}$ და $t_{\text{გა}}$ ტემპერატურების დროს (III სართულის სათბობი ხელსაწყოთათვის $t_{\text{გს}} = t_{\text{სხ}}$, ხოლო $t_{\text{გა}} < t_{\text{ს}}$). $t_{\text{ს}}$ -ს ხშირად უწოდებენ ნაოვეის ტემპერატურას.

მცირე საციკულაციო რგოლში ბუნებრივი საციკულაციო წნევა შეგვიძლია წარმოვადგინოთ აგრეთვე, როგორც ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობა ხელსაწყოსა და ზღუდარის სიმაღლეზე

$$\Delta P_{\text{გს}} = \rho g h_{\text{გს}} (p_{\text{გა}} - p_{\text{გს}}). \quad (6.58)$$

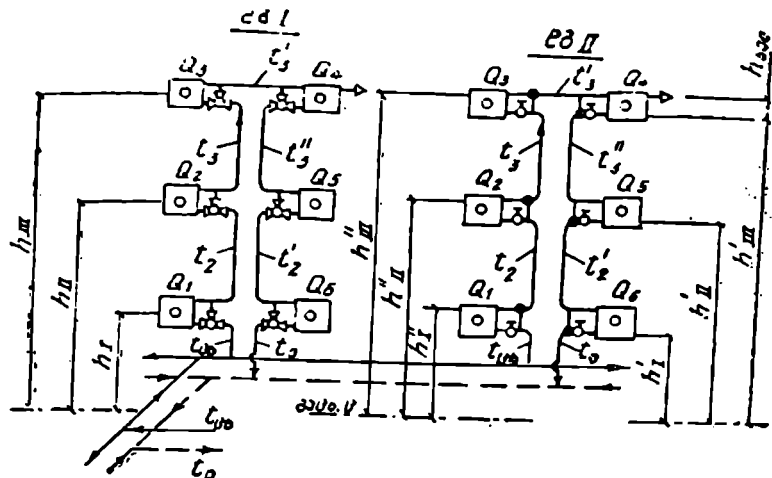
სადაც $p_{\text{გა}}$ ხელ არის ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურის შესაბამისი სიმკვრივე;

$p_{\text{გს}}$ — ზღუდარში წყლის ტემპერატურის შესაბამისი სიმკვრივე.

მცირე საციკულაციო რგოლში ბუნებრივი საციკულაციო წნევა წყლის მოძრაობის დროს ზემოდან ქვემოთ ხელს უწყობს ხელსაწყოში წყლის შედინებას. წყლის შედინება ხელსაწყოში განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია მცირესართულიან შენობებში.

ვერტიკალური ერთშილოვანი სისტემები ცხელი და ცივი მაგისტრალების ქვემო გაყვანით ანუ სისტემები ე. წ. II-სებრი დგარებით გამოიყენება ბრტყელი (უსხვეწი) გადახურვის მქონე შენობებში, რომელთაც გააჩნიათ იატაკქვეშები და სარდაფები. 6. 57 ნახაზზე ნაჩვენებია ასეთი სისტემის ნაწილი. I დგარზე გამოყენებულია სათბობი ხელსაწყოთა გამდინარე რეგულირებადი კვანძები შემომვლები უბნებით და სამსვლიანი მარეგულირებელი ონკანებით. II დგარზე კი გამოყენებულია გადაადგილებულ ზღუდარებიანი კვანძები გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანებით. ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე დაყენებულია საპარო ონკანები.

ხშირად სართულზე ხელსაწყოების რიცხვი არ არის ლუწი, ამიტომ ზოგ შემთხვევაში არ ხერხდება ხელსაწყოების მიერთება დგარის როგორც აღმაველ, ასევე დაღმაველ მონაკვეთებზე. ამ დროს ხელსაწყოების მიერთება წარმოებს მხოლოდ დგარის დაღმაველ მონაკვეთზე, ე. ი. იმ მონაკვეთზე, რომელშიც წყლის მოძრაობა წარმოებს ზემოდან ქვემოთ. შეიძლება აგრეთვე ე. წ. II-მაგვარი დგარების მო-



ნახ. 6. 57.

წყობა. ამ დროს გვაქვს დგარის ერთი აღმავალი და ორი დაღმავალი მონაკვეთი. სათბობი ხელსაწყოები უერთდება დგარის დაღმავალ მონაკვეთებს. T-სებრი დგარების მოწყობის დროს შეიძლება მათი გაყვანა (ჩამონოლითება) შიდა ტიხრებში. ამ დროს ტიხრის კონსტრუქცია დამატებით წარმოადგენს გამთბობ ბეტონის პანელს, ხოლო ხელსაწყოების განლაგება ხდება ღიად და მათი მიერთება დგარებთან წარმოებს ტიხრებში სპეციალურად დატოვებულ მილყელებთან.

დგარებში წყლის ხარჯის და ტემპერატურის განსაზღვრა წარმოებს იგივე (6. 50) და (6. 51) ფორმულებით.

დგარში ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე განისაზღვრება როგორც ჰიდროსტატიკურ წნევათა სხვაობა დგარის აღმავალ და დაღმავალ მონაკვეთებს შორის. მაგალითად, გამდინარე რეგულირებადი I დგარისათვის გვექნება

$$\Delta P'_{\text{აღ. ხელ}} = g[h_2(\rho_2' - \rho_2) + h_3(\rho_2' - \rho) + h_1(\rho_0 - \rho_{0\text{ხ}})]. \quad (6.59)$$

ზოგადი სახის ფორმულა (6. 55) აღნიშნულ შემთხვევაშიც გამოიყენება უცვლელად. ამ დროს h_i სიმაღლე აიღება როგორც გაცხელების ცენტრსა და ხელსაწყო პირობითი გაცივების ცენტრს შორის ვერტიკალური მანძილი. I დგარის ხელსაწყოებისათვის გაცივების ცენტრი ემთხვევა მათ გეომეტრიულ ცენტრს. II დგარისათვის კი გაცივებ-

ბის ცენტრები მდებარეობს ზღუდარის ხელსაწყოდან გამოძვალა მი-
მყვანის გადაყვეთის წერტილში (ნახაზზე მუქი წერტილები).

გადაადგილებულზღუდარებიანი დგარებისათვის გაცივების ცენ-
ტრები დგარის აღმავალ მონაკვეთზე უფრო მაღლა მდებარეობენ, ხო-
ლო დგარის დაღმავალ მონაკვეთზე — უფრო დაბლა ხელსაწყოს გა-
ცივების პირობით ცენტრთან შედარებით.

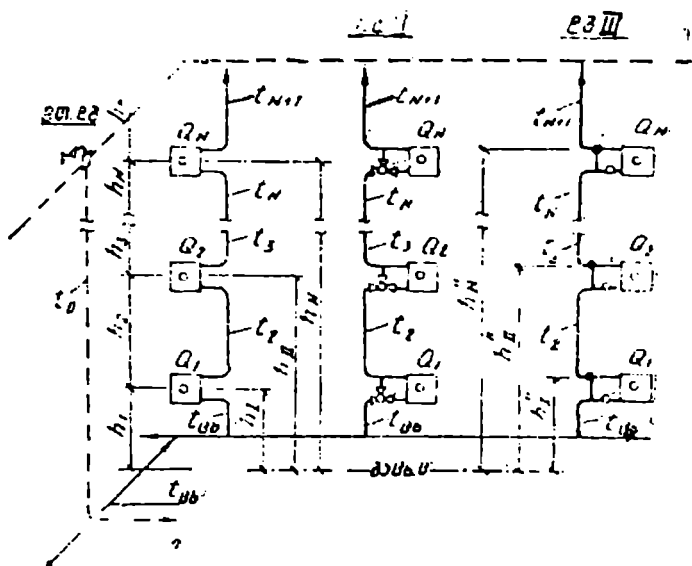
ხელსაწყოების მცირე საციკულაციო რგოლებში ბუნებრივი
საციკულაციო წნევე-ს განსაზღვრა წარმოებს (6. 57) და (6. 58) ფორ-
მულებით. ზღუდარებიანი დგარის (II) დაღმავალ უბანზე ბუნებრივი
საციკულაციო წნევა ზრდის ხელსაწყოში წყლის შედინებას, აღმა-
ვალ ნაწილში კი, პირიქით, ამცირებს. შესაბამისად დგარის იმ მონა-
კვეთზე მიერთებულ სათბობ ხელსაწყოებში მცირდება წყლის ხარჯი,
რაც გავლენას ახდენს ხელსაწყოების ხურების ფართობზე. ეს განსა-
კუთრებით შეეხება მაღალ და წყალტევად სათბობ ხელსაწყოებს.

ბუნებრივი საციკულაციო წნევის გამოსათვლელი (6. 59) ფორ-
მულა მართებულია ორძაფა (ბიფილარული) დგარებისათვისაც.

ვე რ ტ ი კ ა ლ უ რ ი ე რ თ მ ი ლ ო ვ ა ნ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი
ც ხ ე ლ ი მ ა გ ის ტ რ ა ლ ის ქ ვ ე მ ო და ც ი ე ი მ ა გ ის ტ-
რ ა ლ ის ზ ე მ ო გ ა ყ ვ ა ნ ი ლ ო ბ ი თ, ანუ სისტემები დგარში
წყლის „გადაყირავებული“ ცირკულაციით, გამოყენება მრავალსარ-
თულიან (9 და მეტი) შენობებში. 6. 58 ნახაზზე წაროდგენილია „გა-
დაყირავებული“ ცირკულაციის მქონე სისტემის ნაწილის საანგარიშო
სქემა. სქემაზე ნაჩვენებია დგარებთან ხელსაწყოების მიერთების პრაქ-
ტიკაში გავრცელებული კვანძები. I დგარი არის გამდინარე კვანძე-
ბით, II დგარი — ხელსაწყოს გამდინარე რეგულირებადი კვანძებით
სამსვლიანი ონკანებით და შემომვლები უბნებით, ხოლო III არის
კვანძები ჩამკეტი უბნებით (ზღუდარებით) და გასასვლელი მარეგუ-
ლირებელი ონკანებით. გამდინარე-რეგულირებად და ზღუდარებიანი
დგარებში შემომვლები და ჩამკეტი უბნები გადაადგილებულია დგარ-
ის დღერძიდან ხელსაწყოსაკენ.

წყლის ხარჯი და ტემპერატურები განისაზღვრება (6. 50) და
(6. 51) ფორმულებით. ხელსაწყოში წყლის გაცივების შედეგად წარ-
მოქმნილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევა გამოითვლება (6. 55)
ფორმულის საფუძველზე, როგორც პიდროსტატიკურ წნევათა სხვაო-
ბა მთავარ უკუდგარსა და სისტემის მოცემულ განსახილველ დგარს
შორის. 9-სართულიანი შენობისათვის იგი ტოლია

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ.}} = g [h_{N-1} (\rho_0 + \rho_{N-1}) + h_{N-1} (\rho_0 - \rho_{N-1}) + \dots + \\ + h_2 (\rho_0 - \rho_2) + h_1 (\rho_0 - \rho_{0a})]. \quad (6.60)$$



ნახ. 6. 58

ზღუდარებიანი დგარის (III) მცირე საციკულაციო რგოლებში ბუნებრივი საციკულაციო წნევა გამოითვლება (6. 57) და (6. 58) ფორმულებით. ეს წნევა განსახილველ შემთხვევაში ხელს უშლის ხელსაწყოში წყლის შედინებას, რაც თავის მხრივ ზრდის III დგარზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობს.

ზემოთ მიღებული ბუნებრივი საციკულაციო წნევის გამოსათვლელი ფორმულების ანალიზის საფუძველზე შეგვიძლია გავაკეთოთ დასკვნები:

ა) ვერტიკალური ერთმილოვანი წყლით სათბობი სისტემის საციკულაციო რგოლებში ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოიშობა ბუნებრივი საციკულაციო წნევა, რომლის სიდიდეც მატულობს დგარზე მიმდევრობით მიერთებული ხელსაწყოების რიცხვის გაზრდით და რომელიც ხელსაწყოებში წყლის ცირკულაციაზე მოქმედებს როგორც ერთიანი სიდიდე;

ბ) ვერტიკალურ ერთმილოვანზღუდარებიანი სისტემის სათბობი ხელსაწყოების მცირე საციკულაციო რგოლებში წარმოიქმნება ბუნებრივი საციკულაციო წნევა, რომლის სიდიდე დამოკიდებულია ხელსაწყოების სიმაღლეზე და მასში წყლის გაცივების ხარისხზე. ზემო-

დან ქვემოთ წყლის მოძრაობის დროს ეს წნევა ზრდის ხელსაწყოში წყლის შეღინებას, ხოლო ქვემოდან ზემოთ წყლის მოძრაობის დროს კი ამცირებს მას.

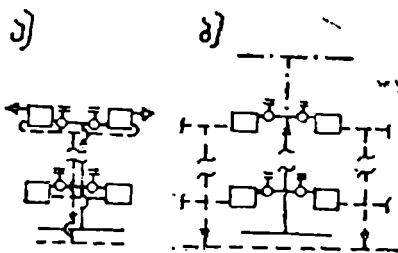
ზემოთ განხილული ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემების უმთავრესი სქემებისათვის დამახასიათებელია დგარებთან სათბობი ხელსაწყოების ცალმხრივი მიერთება. ეს, მართალია, ზრდის სისტემაში დგარების რაოდენობას, მაგრამ იძლევა სათბობი ხელსაწყოების კვანძების მიერთების უნიფიცირების საშუალებას როგორც მილის დიამეტრის, ასევე მისი სიგრძის მიხედვით. მიღებს სათბობ ხელსაწყოებთან შედარებით გააჩნიათ მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტი. ამიტომ ღიად გაყვანილი მილსადენი ერთგვარად ამცირებს სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობს.

ერთმილოვანი სისტემები გამდინარე სათბობი ხელსაწყოებით გაცილებით იაფია. ვიდრე სხვა სისტემები. ეს სისტემები გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის რეგულირება ხორციელდება საპაერო მარეგულირებელი სარქველების საშუალებით (მაგალითად. „კომფორტის“ ტიპის კონვექტორებისათვის) ან ისეთ სათავსებში, სადაც სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის ინდივიდუალური რეგულირება საჭირო არ არის.

ერთმილოვანი გამდინარე-რეგულირებადი სისტემები სამსვლიანი ონკანებით გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭიროა სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის ინდივიდუალური რეგულირება. ეს სისტემები შეიქმნება შეცვლად ონკანს ერთმილოვანი სისტემებით. რომელთა სათბობ ხელსაწყოებთანაც ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის შემცირების მიზნით გაკეთებულია ზღუდარები. მართალია, გადაადგილებულზღუდარებიან ხელსაწყოს კვანძებს გააჩნიათ მეტი წინააღმდეგობა, ვიდრე ღერძულზღუდარებიან კვანძებს. მაგრამ ზღუდარის გადაადგილება სათბობი ხელსაწყოებისაკენ აუმჯობესებს მასში წყლის შეღინებას.

2. ვერტიკალური ორმილოვანი სათბობი სისტემები.

ორმილოვანი სისტემები წყლის ზემოთგანაწილებით გამოიყენება ძირითადად ბუნებრივი ცირკულაციის დროს. ტუმბოიანი ცირკულაციის შემთხვევაში ეს სისტემები ხასიათდებიან როგორც თბური, ასევე ჰიდრავლიკური არამდგრადობით. ამიტომ მათი გამოყენება ძირითადად შემოიფარგლება მცირესართულიანი (2—3-სართულიანი) შენობებით.



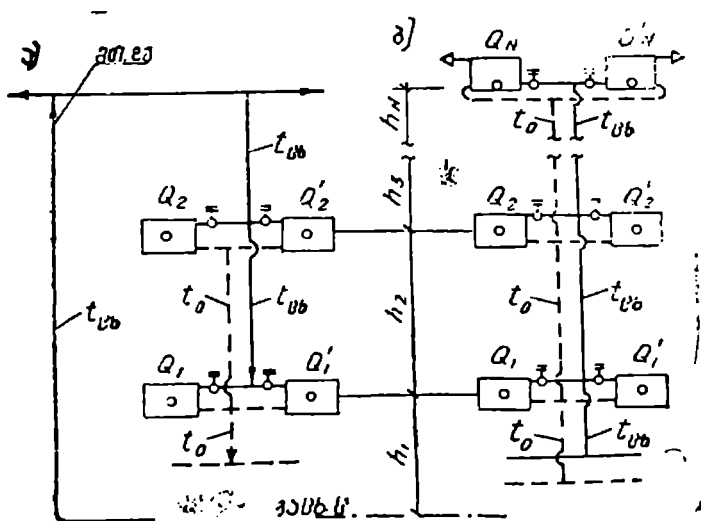
ნახ. 6. 59

6. 59 ნახაზზე ნაჩვენებია ორმილოვანი დგარების სქემები მიმწოდებელი მაგისტრალის ზემო განაწილების დროს, სათბობი ხელსაწყოების ცალმხრივი (სვეტური) და ორმხრივი (ჯაჭვური) მიერთებით. სვეტური სქემა პრაქტიკაში უფრო მეტადაა გავრცელებული. ამ დროს მიმწოდებელი და უკუდგარები გაიყვანება ერთმანეთის გვერდით. ჯაჭვური სქემის დროს კი ეს დგარები გაიყვანება ცალ-ცალკე.

ზემო განაწილების ორმილოვანი სისტემის საანგარიშო სქემა ნაჩვენებია 6. 60, ა ნახაზზე. დგარებთან ხელსაწყოების პარალელური მიერთების დროს, თითოეული ხელსაწყოსათვის წარმოიქმნება დამოუკიდებელი საცირკულაციო რგოლი.

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა, რომელიც წარმოიქმნება ქვემო სართულის სათბობი ხელსაწყო საცირკულაციო რგოლში, ტოლია

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ}}^I = g h_1 (\rho_{\text{II}} - \rho_{\text{I}}), \quad (6.61)$$



ნახ. 6. 60.

ხოლო მეორე სართულის სათბობი ხელსაწყოთა საციკულაციო რგოლისათვის

$$\Delta P_{\text{ბუნ. ხელ.}}^{\text{II}} = g(h_1 + h_2)(\rho_0 - \rho_{\text{სხ}}) = \Delta P_{\text{ბუნ. ხელ.}}^{\text{I}} + g h_2 (\rho_0 - \rho_{\text{სხ}}). \quad (6.62)$$

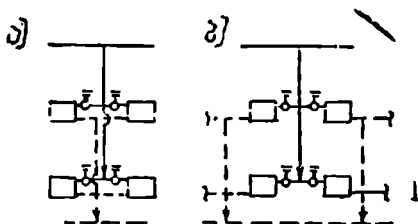
ორმილოვანი სისტემები მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალების ქვემო განაწილებით გამოიყენება. როგორც მცირესართულიან, ასევე მრავალსართულიან შენობებში. ამასთანავე, ხელსაწყოების თბოგადაცემის რეგულირების მიზნით მცირესართულიან შენობებში გამოიყენება ორმაგი რეგულირების ონკანები, ხოლო მრავალსართულიან შენობებში — გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანები, რომელთაც გაჩნიათ მადროსელირებელი მოწყობილობა. ამ სისტემების ფართო გამოყენება, ზემო განაწილების ორმილოვან სისტემებთან შედარებით, განაპირობა მათმა ჰიდრაული და თბური რეჟიმების მაღალმა მდგრადობამ.

6. 61 ნახაზზე ნაჩვენებია ქვემო განაწილების ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემა დგარებთან სათბობი ხელსაწყოების ერთმხრივი (სვეტური) და ორმხრივი (ჭაჭვეური) მიერთების დროს. სვეტური მიერთების დროს ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე დაყენებულია საპაერო ონკანები, ხოლო ჭაჭვეური მიერთების სქემაზე — საპაერო ხაზი (წყვეტილ-წერტილოვანი).

ორმილოვანი ქვემო განაწილების წყლით სათბობი სისტემის საანგარიშო სქემა მოცემულია 6, 60, 61 ნახაზზე. ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობი ხელსაწყოები N -სართულიანი შენობისათვის. წინა შემთხვევის ანალოგიურად ყველა სართულს სათბობი ხელსაწყოებისათვის წარმოიქმნება დამოუკიდებელი საციკულაციო რგოლი.

I სართულის სათბობი ხელსაწყოთა საციკულაციო რგოლში ბუნებრივი საციკულაციო წნევის მნიშვნელობა გამოითვლება (6. 61) ფორმულით, ხოლო II სართულის სათბობი ხელსაწყოთა საციკულაციო რგოლისათვის — (6. 62) ფორმულით. ნებისმიერი N სართულის სათბობი ხელსაწყოთა საციკულაციო რგოლში ბუნებრივი წნევის სიდიდე იქნება

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ბუნ. ხელ.}}^{\text{I}} &= \\ &= g(h_1 + h_2 + \dots + h_N) \cdot \\ &\cdot (\rho_0 - \rho_{\text{სხ}}) = \Delta P_{\text{ბუნ. ხელ.}}^{N-1} + \\ &+ g h_N (\rho_0 - \rho_{\text{სხ}}). \quad (6.63) \end{aligned}$$



ნახ. 6. 61.

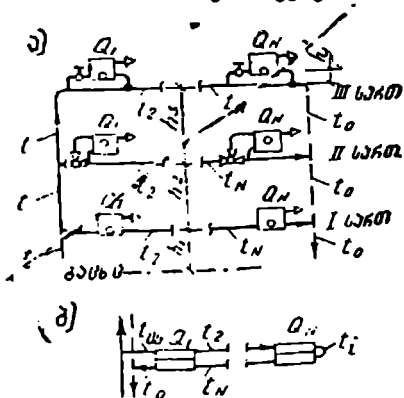
ვერტიკალურ ორმილოვან სისტემებში წყლის როგორც ზემო, ასევე ქვემო ვანაწილების დროს მსგავს საცირკულაციო რგოლებში მოქმედებს ერთნაირი ბუნებრივი საცირკულაციო წნევები. ამ წნევის მნიშვნელობა ნებისმიერი სართულის ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლისათვის განისაზღვრება გაცივების და გაცხელების პირობით ცენტრებს შორის ვერტიკალური მანძილით.

ვერტიკალურ ორმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის მიღებული საანგარიშო ფორმულების საფუძველზე შეგვიძლია გავაკეთოთ დასკვნა, რომ ბუნებრივი წნევის სიდიდე სხვადასხვა სხვადასხვა სართულზე განლაგებული ხელსაწყობისათვის. ამიტომ ორმილოვან დგარებში ბუნებრივი წნევა სხვადასხვანაირად მოქმედებს ხელსაწყობებში წყლის ცირკულაციაზე, რაც არღვევს ხელსაწყობებში წყლის საანგარიშო ვანაწილებას. სწორედ ამით აიხსნება პრაქტიკაში დაურეგულირებელი ორმილოვანი სისტემების ვერტიკალური თბური არამდგრადობა.

3. ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სათბობი სისტემები

ჰორიზონტალური სისტემების შტოები, ისევე როგორც ვერტიკალური სისტემების დგარები, შეიძლება პოეწყოს ერთმილოვანი და ორმილოვანი. ამჟამად ტუმბოიან ჰორიზონტალურ სისტემებში უფრო მეტად გავრცელებულია ერთმილოვანი შტოები, რომლებიც იძლევიან მილების საგრძნობ ეკონომიას და უზრუნველყოფენ შენობის მდგრად გათბობას.

6. 62 ნახაზზე ნაჩვენებია ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემის საანგარიშო სქემა.



თითოეულ სართულზე მიმდევრობით განლაგებული სათბობი ხელსაწყობი თანაბარი მანძილით არიან დაშორებული გაცხელების ცენტრიდან.

ხელსაწყობებში წყლის გაცივების შედეგად ცალკეული შტოების შუალედურ წერტილებში ტემპერატურის და სიმკვრივის ცვლილება გავლენას არ ახდენს ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდეზე, რომელიც ადრე განხილული შემთხვევების ანა-

ნახ. 6. 62.

ლოგიურად განისაზღვრება ჰიდროსტატიკური წნევების სხვაობის ხარჯზე.

6. 62 ნახაზზე პირველი სართულის შტოზე მიერთებულია სათბობი ხელსაწყოების გამდინარე კვანძები, II სართულის შტოზე გამდინარე-რეგულირებადი კვანძები შემომვლელი უბნებით და სამსელიანი ონკანებით, ხოლო III სართულის შტოზე — ზღუდარებიანი კვანძები გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანებით.

I და II სართულის შტოზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების საციკულაციო რგოლებში ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე სხვადასხვაა და გამოითვლება ფორმულებით:

$$\Delta P_{\text{ხელ. ხელ}}^I = g h_1 (\rho_0 - \rho_{\text{ცხ}}); \quad \Delta P_{\text{ხელ. ხელ}}^{II} = g (h_1 + h_2) (\rho_0 - \rho_{\text{ცხ}}). \quad (6.64)$$

III სართულის სათბობი ხელსაწყოების რგოლებში გარდა იმისა, რომ ბუნებრივი საციკულაციო წნევა განსხვავდება I და II სართულის სათბობი ხელსაწყოების საციკულაციო რგოლების წნევებისაგან (გამოთვლება (6. 64) ფორმულების ანალოგიური ფორმულით), ადგილი აქვს ცალკეულ ხელსაწყოების მცირე საციკულაციო რგოლებში დამატებით ბუნებრივი საციკულაციო წნევების წარმოქმნას. მცირე საციკულაციო რგოლში ბუნებრივი საციკულაციო წნევას მნიშვნელობა განისაზღვრება ფორმულით

$$\Delta P_{\text{ხელ. ხელ}} = g h' (\rho_{\text{გაზ}} + \rho_{\text{ფა}}), \quad (6.65)$$

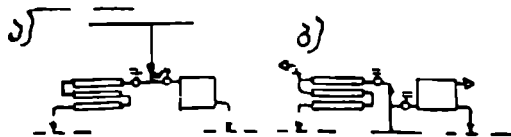
სადაც h_1 არის ვერტიკალური მანძილი განშტოებიდან ხელსაწყოს გაციეების პირობით ცენტრამდე.

6. 62. ბ ნახაზზე გამოსახულია ჰორიზონტალური ორქაფა (ბიფილარული) სქემა. ამ შემთხვევისათვის ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე გამოითვლება წინა პარაგრაფში მოცემული (6. 64) და (6. 65) ფორმულების საშუალებით.

ორქაფა (ბიფილარული) შტოების გამოყენება მიზანშეწონილია მაშინ, როდესაც სათავსის საჭირო ტემპერატურის შენარჩუნება ხდება ავტომატურად. ცალკეული სართულების მიხედვით სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის რაოდენობრივი რეგულირების საშუალებით.

4. ჰორიზონტალური ორმილოვანი სათბობი სისტემები

ჰორიზონტალური ორმილოვანი სათბობი სისტემები უმთავრესად გამოიყენება ერთსართულიან შენობებში. სათბობ ხელსაწყოებთან მიღების მიერთება უმთავრესად სხვადასხვა მხარეს წარმოებს. წყლის



ნახ. 6. 63.

მოძრაობა ხელსაწყოებში ხორციელდება როგორც ზემოდან ქვემოთ, ასევე ქვემოდან ზემოთ.

6. 63 ნახაზზე გამოსახულია პორიზონტალური ორმილოვანი გათბობის სისტემის ფრაგმენტი მიმწოდებელი მაგისტრალის ზემო და ქვემო განაწილებით. ქვედა განაწილების დროს სათბობი ხელსაწყოების ზემო ნაწილში კეთდება საპაერო ონკანები. გათბობის სისტემა 6. 63, ა ნახაზზე წარმოდგენილი სქემის მიხედვით უმთავრესად კეთდება ბუნებრივი ცირკულაციის. ტუმბოიანი ცირკულაციის დროს საპიროა სათბობი ხელსაწყოების წინააღმდეგობის გაზრდა, რაც ხორციელდება სათბობ ხელსაწყოში წყლის კლაკნილა მოძრაობით (ნახაზზე მარცხნივ) ან ხელსაწყოზე გადიდებული წინააღმდეგობის ონკანის დაყენებით.

ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე გამოითვლება (6. 64) ფორმულის საშუალებით. თუ ეს წნევა საერთო საციკულაციო წნევის 10% არ აღემატება, მაშინ იგი შეგვიძლია მხედველობაში არ მივიღოთ.

§ 6. 14. საანგარიშო საციკულაციო წნევა

საანგარიშო ეწოდება იმ საციკულაციო წნევას, რომლის დანიშნულებაა გათბობის სისტემის საანგარიშო ჰიდრავლიკური რეჟიმის უზრუნველყოფა. საანგარიშო საციკულაციო წნევა წედება ტუმბოიანი და ბუნებრივი საციკულაციო წნევებისაგან და საანგარიშო პირობებში იხარჯება გათბობის სისტემის წინააღმდეგობის (ნახუნზე და ადგილობრივი) გადასალახავად.

ტუმბოს მიერ შექმნილი საციკულაციო წნევა მისი მახასიათებლის გარკვეულ წერტილში მუდმივი სიდიდეა, ხოლო ბუნებრივი საციკულაციო წნევა — ცვალებადი, რაც განპირობებულია სისტემის ექსპლუატაციის პერიოდში წყლის სიმკვრივის (ტემპერატურის) ცვალებადობით.

წყლით სათბობი სისტემის საანგარიშო საცირკულაციო წნევა ზოგადი სახით გამოისახება ფორმულით

$$\Delta P_{\text{საანგ}} = \Delta P_{\text{გ}} + 54 P_{\text{ავგ}} \quad (6.66)$$

ან

$$\Delta P_{\text{საანგ}} = \Delta P_{\text{გ}} + N (\Delta P_{\text{კვს. ხელ}} + \Delta P_{\text{კვს. ბილ}}), \quad (6.67)$$

სადაც $\Delta P_{\text{გ}}$ არის ტუმბოს მიერ განვითარებული საცირკულაციო წნევა. ან ის წნევა, რომელიც გათბობის სისტემას გადაეცემა შემრევი დანადგარის (შემრევი ტუმბო ან წყალქველური ელევატორი) სამუშაოებით;

$\Delta P_{\text{კვს. ხელ}}$ და $\Delta P_{\text{კვს. ბილ}}$ შესაბამისად ხელსაწყოში და მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა;

N — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს გათბობის სისტემის საანგარიშო ჰიდრავლიკური რეჟიმის პერიოდში ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდეს ($N \leq 1$).

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის ცვალებადობა იწვევს გათბობის სისტემის საანგარიშო ჰიდრავლიკური რეჟიმიდან გადახრას. დგარებში წყლის ცირკულაციაზე ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის გავლენის მიხედვით გათბობის ყველა ტუმბოიანი სისტემა იყოფა ორ ჯგუფად: პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემები, მეორე ჯგუფს კი ორმილოვანი და ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემები.

ამ ორი ჯგუფის სისტემებისათვის საანგარიშო ჰიდრავლიკურ რეჟიმი. მათი თბური მდგრადობის გაზრდის თვალსაზრისით განიხილება გათბობის სეზონის სხვადასხვა პერიოდისათვის. ვერტიკალური ერთმილოვანი ტუმბოიანი და ყველა სახის ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებისათვის ეს პერიოდ ეთანადება მოცემული ადგილმდებარეობის გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურას გათბობისათვის. ამ ტემპერატურის დროს ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა აღწევს თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას ($N=1$) და (6. 67) ფორმულა საანგარიშო საცირკულაციო წნევის გამოსათვლელად ლებულობს სახეს

$$\Delta P_{\text{საანგ}} = \Delta P_{\text{გ}} + \Delta P_{\text{კვს.}} \quad (6.68)$$

ვერტიკალურ ერთმილოვან სისტემებში, თბური მდგრადობის გაზრდის მიზნით, მიზანშეწონილია მოეწყოს ცირკულირებული წყლის ადგილობრივი ავტომატური რეგულირება. ამ დროს საანგარიშო ჰიდრავლიკური რეჟიმი განიხილება გათბობის სეზონის იმ პერიოდისა-

თვის, როდესაც სხვაობა წყლის სიმკვრივეებს შორის მათი საშუალო მნიშვნელობებით განისაზღვრება. ასეთი პერიოდი კი არის გათბობის სეზონის ყველაზე ცივი თვე (იანვარი) და ამ დროს ბუნებრივი საცირ-კულაციო წნევა მისი მაქსიმალური მნიშვნელობის 70%-ს შეადგენს ($B = 0,7$). ამიტომ ასეთი სისტემებისათვის საანგარიშო საცირკულაციო წნევა იქნება

$$\Delta P_{საანგ} = \Delta P_{გ} + 0,7 \Delta P_{სეც} \quad (6.69)$$

ვერტიკალური ორმილოვანი და ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემებისათვის საანგარიშო ჰიდრავლიკური რეჟიმი განიხილება იმ პერიოდისათვის, როდესაც გარე ჰაერს ხანგრძლივი დროის განმავლობაში აქვს ერთი და იგივე ტემპერატურა. როგორც ცნობილია, ყველაზე დიდი დროის განმავლობაში გარე ჰაერს აქვს გათბობის სეზონის საშუალო ტემპერატურა. ამ დროს გათბობის სისტემაში წარმოიქმნება ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა, რომელიც მისი მაქსიმალური მნიშვნელობის 40%-ის ტოლია. ამიტომ ვერტიკალური ორმილოვანი და ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემებისათვის $B = 0,4$, ხოლო საანგარიშო საცირკულაციო წნევა გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P_{საანგ} = \Delta P_{ს} + 0,4 \Delta P_{სეც} \quad (6.70)$$

გათბობის ზემოთ აღნიშნული ორი ჯგუფის სისტემის ჰიდრავლიკური რეჟიმის საანგარიშოდ გათბობის სეზონის სხვადასხვა პერიოდის აღება იმის საშუალებას იძლევა, რომ უფრო დიდი ხნის განმავლობაში შევიწარმოოთ სათავსში საანგარიშო თბური რეჟიმი, რაც განაპირობებს გათბობის ამა თუ იმ სისტემის თბურ საიმედოობას.

გათბობის საიმედოობა გამოიხატება მის უნარში სისტემის ნორმალური ექსპლუატაციის პირობებში შეინარჩუნოს სათავსის ნორმალური ტემპერატურა დროის საჭირო პერიოდში. სათავსის საჭირო ტემპერატურის შენარჩუნება მოხდება მაშინ, თუ სათბობი ხელსაწყოებს თბოგაცემა ეძაანადება სათავსის ცვალებად თბურ მოთხოვნილებას, ე. ი. გათბობის საიმედოობა განისაზღვრება შინაგანი ფაქტორებით, რომლებიც ითვალისწინებს სათბობი ხელსაწყოების ცვალებად თბოგაცემას, და გარეგანი ფაქტორებით, რომლებიც ითვალისწინებს სათავსის თბური ენერჯის საჭიროებას.

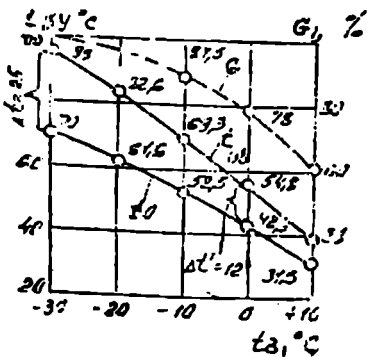
საიმედო სისტემა უნდა იყოს უტყუარი. ე. ი. უნდა შეეძლოს მუშაობა დიდი ხნის განმავლობაში, გაუთვალისწინებელი რემონტის გარეშე. ამასთანავე, მას უნდა ჰქონდეს შინაგანი თბური მდგრადობა.

სისტემის თბური მდგრადობა წარმოადგენს მის თვისებას პროპორციულად შეცვალოს სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა მათში წყლის ხარჯის და ტემპერატურის ცვლილების დროს. აქვე

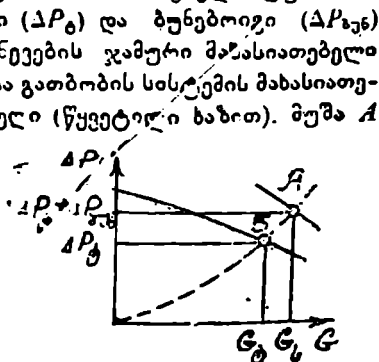
უნდა შევნიშნოთ, რომ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ცვლილება უნდა ხდებოდეს ისეთი ღონისძიებების გატარების გარეშე, როგორცაა: რეგულირება, რემონტი, ზოგიერთი ნაწილის გამორთვა, ხელსაწყოების ფართობის ცვლილება და სხვ. თბური მდგრადობის დარღვევას ადგილი აქვს სისტემის განრეგულირების დროს. როდესაც სხვადასხვა სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა არაპროპორციულად იცვლება (მაგალითად, ქვემო და ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში). იმისათვის, რომ შენარჩუნებულ იქნეს სისტემის თბური მდგრადობა. საჭიროა ჩატარებულ იქნეს ხარისხობრივ-რაოდენობრივი რეგულირება გათბობის სეზონის განმავლობაში.

6. 64 ნახაზზე წარმოდგენილია ვერტიკალურ ერთმილოვან სისტემაში ტემპერატურის ($t_{\text{ფ}}$) და წყლის ხარჯის ($G_{\text{ფ}}$) ოპტიმალური რეჟიმი, როდესაც წყლის საანგარიშო ტემპერატურული ვარდნილი $95-70^{\circ}\text{C}$, ხოლო გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურაა $t_{\text{გ}} = -3^{\circ}\text{C}$. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, გარე ჰაერის ტემპერატურის მომატების დროს ვერტიკალურ ერთმილოვან სისტემებში წყლის ტემპერატურის შემცირებასთან ერთად საჭიროა მისი ხარჯის შემცირებაც. ამასთანავე, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა მიაღწევს $+10^{\circ}\text{C}$, წყლის ხარჯი უნდა შეადგენდეს საანგარიშო ხარჯის 60%-ს.

თუ ვერტიკალურ ერთმილოვან სისტემაში არ არის გათვალისწინებული ადგილობრივი ავტომატური რეგულირება, მაშინ ამ ფუნქციას ასრულებს ბუნებრივი საციკულაციო წნევა, რომელიც თანაბარი ხარისხით მოქმედებს ყველა სათბობ ხელსაწყოში წყლის ცირკულაციაზე. სწორედ ამიტომ აქვს ვერტიკალურ ერთმილოვან სისტემებში საანგარიშო საციკულაციო წნევის გამოსათვლელ ფორმულას (6. 68) სახე, რომელშიც გათვალისწინებულია მაქსიმალური ბუნებრივი წნევა. 6. 65 ნახაზზე ნაჩვენებია ტუმბოს მახასიათებელი, ტუმბოდახი ($\Delta P_{\text{ტ}}$) და ბუნებრივი ($\Delta P_{\text{ბუნ}}$) წნევების ჯამური მაქსიმალური და გათბობის სისტემის მახასიათებელი (წყვეტილი ხაზით). მუშა A



ნახ. 6. 64.



ნახ. 6. 65.

წერტილში ტუმბოიანი და ბუნებრივი წნევების ერთობლივი მოქმედებით უზრუნველყოფილია სისტემაში წყლის საანგარიშო ხარჯი (ამ დროს გარე ჰაერის ტემპერატურა დაბალია), მუშა \bar{n} წერტილში კი წყლის ხარჯი $G_0 < G_{სისხ}$ (ამ დროს გარე ჰაერის ტემპერატურა შედარებით მაღალია და შესაბამისად შცირება $\Delta P_{ს-ს}$). ამრიგად, ბუნებრივი საციკულაციო წნევის ცვლილების ხარჯზე შეგვიძლია ნაწილობრივ მოვახდინოთ ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემების ხარისხობრივი რეგულირება. ოპტიმალური ჰიდრაულიკური რეჟიმის მიღწევა კი მხოლოდ ავტომატური რეგულირების საშუალებითაა შესაძლებელი.

ვერტიკალური ორმილოვანი სისტემების დგარების საციკულაციო რგოლებში ბუნებრივი საციკულაციო წნევის მკვეთრი ცვლილების გამო ირღვევა სათბობი ხელსაწყოების საანგარიშო ჰიდრაულიკური რეჟიმი. სისტემაში ხდება ტუმბოს მიერ მიწოდებული წყლის გადანაწილება: გათბობის სეზონის ცივი პერიოდისათვის ($I_0 < I_{ს-ს}^{მ. სე}$) მნიშვნელოვნად იზრდება წყლის ხარჯი ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში, ქვემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში იგი კლებულობს: თბილ პერიოდში ($I_0 > I_{ს-ს}^{მ. სე}$) კი პირიქით, ზემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში წყლის ხარჯი კლებულობს, ქვემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში მატულობს. ამ დროს ხდება სისტემის ვერტიკალური ჰიდრაულიკური განრეგულირება, რაც თავის მხრით წარმოქმნის მის თბურ განრეგულირებასაც.

(6. 70) ფორმულით საანგარიშო საციკულაციო წნევის შერჩევა იძლევა იმის საშუალებას, რომ სისტემა უფრო დიდხანს იმუშაოს საანგარიშო ჰიდრაულიკური რეჟიმის მიხედვით. ეს კი გამოორიცხავს აგრეთვე სისტემის ვერტიკალური თბური განრეგულირების შესაძლებლობას გარე ჰაერის მაღალი და დაბალი ტემპერატურების დროს.

§ 6. 15. წყლით სათბობი სისტემების ჰიდრაულიკური საანგარიშვა

სათბობი სისტემების ნორმალური მუშაობის უნთავრეს პირობას წარმოადგენს მილსადენის სწორი გაანგარიშება, ანუ მათი კვეთის იმგვარად შერჩევა, რომ ისინი საკმარისი იყოს საჭირო რაოდენობის თბოშემცველის გადასადგილებლად.

მილსადენში თბოშემცველი (წყალი) სძლევს ორი სახის წინაღობას: წინაღობას ხახუნზე და ადგილობრივ წინაღობებს. ამ უკანასკნელში იგულისხმება სამკაპები, ჭვარდინები, მუხლები, ვენტისები, ონკანები, ურდულეები და სხვ.

სათბობი სისტემების მილსადენების გაანგარიშება დაფუძნებულია პიდრავლიკის კანონზე, რომლის თანახმადაც საცირკულაციო წნევა ყოველთვის მთლიანად იხარჯება ხახუნისა და ადგილობრივი წინაღობების გადალახვაზე.

§ 8. 16. წნევის დანაკარგები ხახუნზე

მილსადენის სიგრძეზე წნევის დანაკარგი ხახუნზე გამოითვლება პიდრავლიკის კურსიდან ცნობილი დარსი-ვეისბახის ფორმულით

$$Rl = \frac{\lambda}{d} l \frac{v^3}{2} \rho, \text{ ნ/მ}^3, \quad (6.71)$$

სადაც λ არის ხახუნის უგანზომილებო კოეფიციენტი;

d — მილსადენის დიამეტრი მეტრობით;

v — წყლის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ-ობით;

ρ — წყლის სიმკვრივე, კგ/მ³-ობით;

l — მილსადენის სიგრძე, მ-ობით.

$\frac{v^2}{2} \rho$ სიდიდე არის წნევა, რომელიც იხარჯება მ-ლში წყლის მოძრაობის სიჩქარის (v) შექმნაზე და ეწოდება დინამიკური (ჩქარული) დაწნევა. ამრიგად, ხახუნზე დანაკარგი პირდაპირპროპორციულია λ ხახუნის კოეფიციენტის, l მილსადენის სიგრძის, $\frac{v^3}{2} \rho$ ჩქარული წნევისა და უკუპროპორციულია მილსადენის d დიამეტრის.

ხახუნის კოეფიციენტის (λ) სიდიდე აღებული დიამეტრის მილისათვის არ არის ერთი და იგივე სიდიდე. ის იცვლება სითხის მოძრაობის რეჟიმისა და მილის კედლების სიმჭის მიხედვით.

როგორც პიდრავლიკიდანაა ცნობილი, არჩევენ სითხის მოძრაობის ორ სახეს — ტურბულენტურს და ლამინარულს. ტურბულენტური ეწოდება მოძრაობას, რომლის დროსაც სითხის ნაწილაკები მილის ღერძის გასწვრივ, გადატანითი მოძრაობის გარდა, განიცდიან უწყსრიგო განივ რხევებს. ლამინარული კი ეწოდება მოძრაობას, რომლის დროსაც სითხის ნაწილაკები მოძრაობენ ერთიმეორისა და მილის ღერძის პარალელურ ნაკადებად.

სითხის მოძრაობის ხასიათი შეიქლება განესაზღვროთ რეინოლდსის კრიტერიუმის (Re) საშუალებით.

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (6.72)$$

სადაც ν არის სითხის კინემატიკური სიბლანტე. მ²/წმ.

ლაბორატორიული ცდებით გამოირკვა, რომ მილსადენში სითხის ლამინარული მოძრაობა ხდება იმ შემთხვევაში, როდესაც $Re < 2320$, ხოლო მკვეთრად გამოხატული ტურბულენტური მოძრაობა — როდესაც $Re > 4500$. რეინოლდსის კრიტერიუმის შუალედურ მნიშვნელობებს (2320-დან 4000-მდე) შეესაბამება სითხის გარდამავალი მოძრაობა.

წყლით სათბობი სისტემის მილსადენებში, ჩვეულებრივ, გვაქვს სითხის გარდამავალი და ტურბულენტური მოძრაობები, ლამინარული მოძრაობა კი გვხვდება იშვიათად — მხოლოდ ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების მილების იმ მონაკვეთებში, რომელთა დიამეტრი მცირეა (15 მმ) და მათში წყლის მოძრაობის სიჩქარე უმნიშვნელოა (0,05 მ/წმ ნაკლები).

წყლის ლამინარული მოძრაობისას ხახუნის კოეფიციენტი არ არის დამოკიდებული მილების კედლების სიმქისეზე. ის დამოკიდებულია მხოლოდ Re რიცხვზე შემდეგი გამოსახულებით

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.73)$$

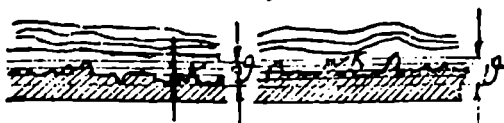
ეს ფორმულა გამოიყენება ნებისმიერი დიამეტრის მილებისათვის სითხის ლამინარული მოძრაობისას. წყლის ტურბულენტური მოძრაობის შემთხვევაში კი ხახუნის კოეფიციენტის განსაზღვრისას არჩევენ ჰიდრაულიკურად მქისე და ჰიდრაულიკურად გლუვ მილებს.

გამოკვლევებით და ცდებით დამტკიცდა, რომ მილსადენში წყლის მოძრაობის დროს ტურბულენტურ რეჟიმს ადგილი აქვს ძირითადად მოძრავი სითხის ბირთვში. უშუალოდ კედლებთან კი სითხე წარმოქმნის ლამინარულ შრეს, რომლის სისქეც ადებული დიამეტრის მილისათვის ცვალებადია და რეინოლდსის რიცხვის გაზრდისას მცირდება.

სასაზღვრო შრის δ სისქე (ნახ. 6. 66) შეიძლება მილის კედლების სიმქისის გამონაწევდების სიმაღლეზე მეტი იყოს. მაშინ ნაკადის ბირთვი მასთან შეხებაში არ იქნება (ნახ. 6. 66, ა). ის შეიძლება სიმქისის გამონაწევდების სიმაღლეზე ნაკლებიც იყოს, მაშინ მოძრავი სი-

ა)

ბ)



ნახ. 6. 66.

თხის ბირთვი მასთან უშუალოდ შეხებაში იქნება. ვინაიდან პრაქტიკაში თითქმის არ გვხვდება მილები, რომელთა კედლების სიმქისის გამონაწვედები ერთნაირი სიმაღლის იყოს და თანაბრად იყოს განაწილებული კედლების მთელ ზედაპირზე. ამიტომ შეიძლება გექონდეს სოთხის მოძრაობის ისეთი შემთხვევა, როდესაც სასაზღვრო შრე ფარავს სიმქისის გამონაწვედების ერთ ნაწილს, ნაწილი კი სასაზღვრო შრის სისქეზე მაღლა ამოწვდილი (ნახ. 6. 66, ბ).

იმ შემთხვევაში, როდესაც სასაზღვრო შრის სისქე მეტია სიმქისის გამონაწვედების სიმაღლეზე, ეს უკანასკნელი არ ახდენს გავლენას ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდეზე. ნაკადის ბირთვი ამ დროს ეხება მხოლოდ სასაზღვრო შრეს და მოძრაობს. როგორც თითქოს და სრულიად გლუვ მილში.

ასეთ შემთხვევაში მილს უწოდებენ ჰიდრაულიკურად გლუვს. ჰიდრაულიკურად გლუვ მილებში ხახუნი წარმოიშობა მხოლოდ ერთიმეორეზე მოძრავი სითხის ცალკეულ ფენებს შორის.

საკავშირო თბოტექნიკურ ინსტიტუტში ინჟ. გ. მურიანის მიერ ჩატარდა გამოკვლევები ფოლადის მილების ხახუნის კოეფიციენტების დასადგენად. გამოცდილი იყო როგორც ახალი, ისე ხმარებაში ნამყოფი სხვადასხვა შიგა დიამეტრების (40-დან 143 მმ) მქონე მილები.

გ. მურიანმა ჰიდრაულიკურად გლუვი მილების ხახუნის კოეფიციენტების განსაზღვრავად მოგვცა ფორმულა

$$\lambda = \frac{0.01}{(1g Re)^{1.5}} \quad (6.74)$$

ანალოგიურ შედეგს იძლევა აგრეთვე ბლაუზიუსის ფორმულა

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (5.75)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც სიმქისის გამონაწვედების სიმაღლე მეტია სასაზღვრო შრის სისქეზე ($k > \delta$). მილი ჰიდრაულიკურად

მქისე ხდება და ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდე მისთვის იანგარიშება ფორმულით

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2} \quad (6.76)$$

სადაც — მილის რადიუსია.

ამ ფორმულიდან ჩანს, რომ ხახუნის კოეფიციენტი ჰიდრაულიკურად მქისე მილებისათვის დამოკიდებულია არა რეინოლდსის რიცხვზე, არამედ მილის რადიუსის r ფარდობაზე სიმქისის გამონაწედის k სიმაღლესთან, ანუ მილების $\frac{r}{k}$ ფარდობის სიმქისეზე.

ცენტრალური სათბობი სისტემებისათვის გამოყენებულ მილებში აბსოლუტური სიმქისის სიმაღლედ მიიღება $k=0,2$ მმ.

იმ შემთხვევაში, როდესაც სასაზღვრო შრე ფარავს სიმქისის გამონაწედებს ნაწილს, ნაწილი კი მასზე მალაა ამოწედილი. ანუ გვაქვს გარდამავალი არე (გლუვიდან ხორკლიანში), ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია როგორც Re რიცხვზე, ასევე მილის $\frac{r}{k}$ ფარდობით სიმქისეზე.

მ. კისინმა და ვ. ზუსმანოვიჩმა დაამუშავეს ცდებით მიღებული მონაცემები და მოგვეცეს საანგარიშო ფორმულები ხახუნის კოეფიციენტის გამოსათვლელად სხვადასხვა დიამეტრის მქონე მილებისათვის და გარდამავალი არის შემთხვევისათვის:

200 მმ-მდე დიამეტრის მილებისათვის

$$\lambda = 0,343 \left(\frac{d}{k}\right)^{-0,125} Re^{-0,17} \quad (6.77)$$

200 მმ და მეტი დიამეტრის მილებისათვის

$$\lambda = \frac{0,183}{\left(\frac{d}{k}\right)^{0,087} Re^{0,184}} \quad (6.78)$$

მათ მიერვე ნაპოვნია Re -ის რიცხვის მნიშვნელობები, რომელთა ფარგლებშიც გამოიყენება ხახუნის კოეფიციენტის განსასაზღვრავი ესა თუ ის ფორმულა. ასე, მაგალითად, ნებისმიერი დიამეტრის მილებისათვის ლამინარული მოძრაობისას ($Re \leq 2320$) გამოიყენება ფორმულა (6. 73).

მიღებისათვის. რომელთა დიამეტრიც 200 მმ-მდეა და გვაქვს ტურბულენტური მოძრაობა ($Re \geq 4000$ -დან რეინოლდსის პირველ

გარდამავალ რიცხვამდე $Re_{I,გარდ} = 0,367 \left(\frac{d}{k} \right)^{1,56}$) გამოიყენება (6.74)

ფორმულა. რეინოლდსის პირველი გარდამავალი რიცხვიდან მეორე გარდამავალ რიცხვამდე, რომელიც ტოლია $Re_{II,გარდ} = 150 \frac{d}{k}$ (როდესაც $k = 0,2$ მმ) გამოიყენება (6.77) ფორმულა. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ რეინოლდსის პირველი გარდამავალი რიცხვი შეესაბამება გლუვი მილებიდან გარდამავალში გადასვლის რეჟიმს, ხოლო რეინოლდსის მეორე გარდამავალი რიცხვი კი შეესაბამება გარდამავალიდან პიდრავლიკურად მქისეში გადასვლას რეჟიმს.

როდესაც $Re \gg Re_{II,გარდ}$, მილი ითვლება პიდრავლიკურად მქისედ და ხახუნის კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით (6.76).

200 მმ-ზე მეტი დიამეტრის მილებისათვის რეინოლდსის პირველი გარდამავალი რიცხვიდან

$$Re_{I,გარდ} = 115 \left(0,5 \frac{d}{k} \right)^{0,75} \quad (6.79)$$

მეორე გარდამავალ რიცხვამდე

$$Re_{II,გარდ} = 51,75 \frac{d}{k} - 1600. \quad (6.80)$$

ხახუნის კოეფიციენტი გამოითვლება (6.78) ფორმულით.

თუ რეინოლდსის რიცხვი (Re) მეტია რეინოლდსის მეორე გარდამავალ რიცხვზე ($Re_{II,გარდ}$). მილი იქნება პიდრავლიკურად მქისე და ხახუნის კოეფიციენტი გამოითვლება (6.76) ფორმულით.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ ერთი და იგივე მილი ალბულის ს-მქისისას. რომელიც ხასიათდება $\frac{d}{k}$ ფარდობით, Re რიცხვზე დამოკიდებულებით შეიძლება იყოს პიდრავლიკურად გლუვი, პიდრავლიკურად მქისე ან გარდამავალ არეში.

მაგალითი 6. 1. განვსაზღვროთ წნევის დანაკარგი ხახუნზე მილის 1 გრძივ მეტრზე, რომლის შიგა დიამეტრი $d = 40$ მმ. მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარეა $v = 0,7$ მ/წმ, ხოლო ტემპერატურა $t = 80^\circ$. ამ ტემპერატურის შესაბამისი სიმკვრივეა $\rho = 972$ კგ/მ³,

კინემატიკური სიბლანტე კი $\nu = 0.36 \cdot 10^{-6}$ მ²/წ², სიძქისის გამოწვევის სიმაღლე $h = 0.2$ მ.

ვსაზღვრავთ რეინოლდსის რიცხვს

$$Re = \frac{v d}{\nu} = \frac{0.7 \cdot 0.04}{0.36 \cdot 10^{-6}} = 76500,$$

ანუ ხახუნის კოეფიციენტი უნდა განისაზღვროს (ბ. 74), (ბ. 76) ან (ბ. 77) ფორმულებიდან რომელიმე ფორმულით.

იმისათვის, რომ დავადგინოთ, თუ რომელი ფორმულა უნდა გამოვიყენოთ, საჭიროა ჯერ გავარკვიოთ, ჰიდრაულიკური რეჟიმის რომელ არეში იმყოფება განსახილველი მილი. ამიტომ ვსაზღვრავთ

$$Re_{II, გარე} = 150 \frac{d}{k} = 150 \frac{40}{0.2} = 30000;$$

ვინაიდან $Re_{II, გარე} < 76500$, მილი იქნება ჰიდრაულიკურად მქისე და მისი ხახუნის კოეფიციენტის განსაზღვრავად ვსარგებლობთ ფორმულით (ბ. 76).

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2} = \frac{1}{\left(1.74 + 2 \lg \frac{20}{0.2}\right)^2} = 0.03.$$

წნევის დანაკარგს ხახუნზე 1 გრძივი მეტრი მილისათვის ვსაზღვრავთ ფორმულით

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{v^3}{2} \rho = \frac{0.03}{0.04} \frac{0.7^3}{2} 972 = 178.6 \text{ ნ.მ}^2.$$

როგორც ზემოთ განხილული მაგალითიდან ჩანს, ხახუნზე წნევის დანაკარგის სიდიდის დასადგენად გვიხდება შრომატევადი გაანგარიშების ჩატარება. იმისათვის, რომ გაადვილდეს და დაჩქარდეს გაანგარიშების მსვლელობა, უნდა ვისარგებლოთ ცხრილებით და ნომოგრამებით, რომლებიც შედგენილია ამ პარაგრაფში განხილული და მოცემული ფორმულების გამოყენებით.

ხახუნზე წნევის დანაკარგის საანგარიშო ცხრილი წყლით სათბობი სისტემებისათვის მოცემულია მე-9 დანართში. ამ ცხრილში წყლის ზარჯი გამოხატულია სითბოს იმ რაოდენობით, რომელსაც ის გამოყოფს სათბობ ხელსაწყოში გავლისას.

წნევის დანაკარგები სხვადასხვა ადგილობრივი წინაღობების გადასახადად ყველანაირი მილსადენებისათვის მათში სხვადასხვა სახის თბოშემცველის მოძრაობისას განისაზღვრება გამოსახულებით

$$Z = \frac{v^2}{2} \rho \sum \xi, \quad (6.81)$$

სადაც ξ არის უგანზომილებო კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს აღებული ადგილობრივი წინაღობის ინდივიდუალურ თავისებურებებს და რომლის განსაზღვრაც ხდება ლაბორატორიული ცდების საშუალებით.

როგორც (6. 81) ფორმულიდან ჩანს, წნევის დანაკარგი ადგილობრივი წინაღობის გადალახვის დროსაც დამოკიდებულია დინამიკურ დაწნევაზე $\left(\frac{v^2}{2} \rho\right)$, რომელიც შეესაბამება სითხის მოძრაობის ფაქტიურ v მ/წმ სიჩქარეს იმ მილსადენში, რომელზეც გვაქვს განსახილველი ადგილობრივი წინაღობა.

გათბობის სისტემებში ადგილობრივ წინაღობებს მიეკუთვნებიან სამკაპებში, ჯვარდინებში, ონკანებში, სარინებში, სათბობ ხელსაწყოებში, თბოგადამცემებში და სისტემის სხვა ელემენტებში თბოშემცველის სიჩქარის ან მიმართულების შეცვლის შედეგად გამოწვეული წინაღობები.

სხვადასხვა სახის ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების მიახლოებითი მნიშვნელობები მოცემულია 6. 7 ცხრილში.

სათბობი ხელსაწყოების ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტები აიღება 6. 1 ცხრილის მიხედვით. მაგისტრალზე განლაგებული შედუღებული სამკაპებისათვის ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტები აიღება 6. 3 ცხრილის მიხედვით. სამკაპებისა და ჯვარდინისათვის, რომლებიც განლაგებულია დგარებსა და შტოებზე, ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების მნიშვნელობები აიღება სპეციალური საცნობარო ლიტერატურიდან. ასეთი ლიტერატურის უქონლობის შემთხვევაში შეგვიძლია ვისარგებლოთ მე-11 დანართში მოცემული ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების მიახლოებითი მნიშვნელობებით.

შრომატევადი გაანგარიშების შემსუბუქებისათვის წნევის დანაკარგების სიდიდეები. გამოთვლილი (წყლის მოძრაობის სიჩქარის და ადგილობრივი წინააღმდეგობების კოეფიციენტების ჯამის სიდიდის მიხედვით) წყლით სათბობი სისტემებისათვის, ცხრილის სახით მოცემულია მე-10 დანართში.

წყლით სათბობი სისტემების კონსტრუქციული ელემენტების ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტები

სისტემების ელემენტი	ξ-ის მნიშვნელობა, როდესაც მ მს ტოლია						
	10	15	20	25	32	40	50
სამსვლური ოწყანი:							
პირდაპირ გასვლაზე	4	335	3	—	—	—	—
მოხვევაზე	4,5	4,5	3	—	—	—	—
ორმაგი რვევლირების ოწყანი							
ვაზრდილი წინაღობის KPI	4	3,5	3	—	—	—	—
ღრმულური KPI	18	14	13	—	—	—	—
საცობიანი ოწყანი	—	3,5	1,5	1,5	—	—	—
პირდაპირი ვენტელი	20	16	10	9	9	8	7
პარალელური ურდული	—	—	—	—	—	0,5	0,5
90°-იანი სარინი	0,9	0,8	0,6	0,5	0,3	0,3	0,3
იხვევება მოღუნული	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
ჰაერშემკრები	1,5						
უეცარი გაფართოება	1	მნიშვნელობები ყველა დიაპერტრისათვის					
უეცარი შევიწროება	0,5						
სტაბილური	10						

ტუმბოიანი წყლით სათბობი სისტემის მაგისტრალზე შედუღებული სამკაპების ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტები

მაგისტრალი	ξ-ის მნიშვნელობები							
	სამკაპებისათვის გასვლაზე, როდესაც					სამკაპებისათვის განშტოებაზე, როდესაც		
	$\xi_{\text{გასვ}}$					$\xi_{\text{განა}}$		
	$\xi_{\text{საერთ}}$					$\xi_{\text{საერთ}}$		
	0,6	0,6-0,7	0,7-0,8	0,8-0,9	0,9	0,1-0,2	0,2-0,3	0,3 და მეტი
მიწოდებელი	0,5	0,3	0,3	0,2	0,2	5	5	5
უკუ	3	1,5	1,2	0,7	0,5	0	1	1,5

ზოგიერთ შემთხვევაში მიზანშეწონილია და მოხერხებულია დანაკარგი ადგილობრივ წინაღობებზე შევცვალოთ ხახუნზე წნევის დანაკარგით. ამისათვის საჭიროა აღებული დიამეტრის მილგაყვანილობაზე ვიპოვოთ ისეთი სწორხაზოვანი მონაკვეთი, რომელშიც ხახუნზე წნევის დანაკარგი ტოლი იქნება წნევის დანაკარგისა ადგილობრივ წინაღობებზე.

იმ მილსადენის სიგრძეს, რომლის წნევის დანაკარგი ხახუნზე ტოლია წნევის დანაკარგისა ადგილობრივ წინაღობაზე (როცა კოეფიციენტი $\xi = 1,0$), ეწოდება ეკვივალენტური სიგრძე.

ეკვივალენტური სიგრძის საპოვნელად საჭიროა წნევის დანაკარგები ადგილობრივ წინაღობებზე გავუტოლოთ წნევის დანაკარგებს ხახუნზე

$$Z = \frac{v^2 \rho}{2} \sum \xi = l_{\text{ავ}} \frac{\lambda}{d} \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (6.82)$$

აქედან

$$l_{\text{ავ}} = \frac{\sum \xi \cdot d}{\lambda}$$

თუ $\xi = 1$

$$l_{\text{ავ}} = \frac{d}{\lambda} \cdot \text{მ}. \quad (6.83)$$

თუ მილსადენის აღებული უბნის ფაქტიური სიგრძეა l მ, ადგილობრივი წინაღობების ერთეულთა რიცხვი $\sum \xi$, წნევის კუთრი დანაკარგი R და ეკვივალენტური სიგრძე $l_{\text{ავ}}$, მაშინ წნევის მთლიანი დანაკარგი ამ უბანზე იქნება

$$H = R(l + l_{\text{ავ}} \sum \xi) \text{ კვ/მ}^2, \quad (6.84)$$

სადაც $l + l_{\text{ავ}} \sum \xi$ დაყვანილი სიგრძეა, მ-ობით.

§ 6. 13. ჰიდრაულიკური გაანგარიშების ხარხაზი

სათბობი სისტემის მილსადენების გაანგარიშებამდე საჭიროა ვინაგარიშოთ გასათბობი შენობის ყოველი სათავის თბოდანაკარგები; შევარჩიოთ სათბობი ხელსაწყოს ტიპი; შევარჩიოთ გათბობის სისტემა; შენობის გეგმაზე განვალაგოთ დგარები, მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალები, საფართობელი ქურჭელი და ჰაერშემკრებები, ღვესახოთ შენობაში თბური პუნქტის განლაგების ადგილი.

ამის შესაბამისად უნდა აიგოს გათბობის სისტემის აქსონომეტრიული სქემა.

სათბობი სისტემის მილსადენების გაანგარიშებისათვის საჭიროა აქსონომეტრიული სქემა „დავტერითოთ“ და დაეყოთ უბნებად.

სქემის უბანი კი ეწოდება მილსადენის იმ მონაკვეთს, რომლის სიგრძეზე არ იცვლება მასში გამდინარე წყლის რაოდენობა და ტემპერატურა. თითოეულ უბანს საჭიროა მივსაკუთვროთ ნომერი. ცალკეული უბნების სიგრძეების ჯამი შეადგენს საცირკულაციო რგოლის მთლიან სიგრძეს. საცირკულაციო რგოლი კი ეწოდება მილსადენში წყლის მოძრაობის უმოკლეს მანძილს თბოგადაცემიდან სათბობ ხელსაწყომდე და ხელსაწყოდან თბოგადაცემამდე. ამ მოსამზადებელი სამუშაოს ჩატარების შემდეგ ვიწყებთ მილსადენის ჰიდრავლიკურ გაანგარიშებას.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშება წარმოებს სხვადასხვა ხერხით, რომელთაგან ყველაზე უფრო გავრცელებულია ორი — ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის და წინაღობის მახასიათებლის ხერხი.

ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის მიხედვით წარმოებს ჰიდრავლიკური გაანგარიშება იმ შემთხვევაში, როდესაც ვირჩევთ მილსადენის დიამეტრს გათბობის სისტემის დგარებში ან შტოებში, წყლის თანაბარი (მუდმივი) ტემპერატურული ვარდნილის დროს. ამ დროს ყველა დვარში (შტოში) წყლის ტემპერატურულ ვარდნილი გათბობის სისტემაში წყლის ტემპერატურული ვარდნილის ტოლი აიღება

$$\Delta l_{\sigma_2} = \Delta l_{\sigma_1}.$$

სადაც

$$\Delta l_{\sigma_1} = l_{\sigma_1} - l_0.$$

თითოეულ უბანზე წყლის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით

$$G_{\Sigma} = \frac{Q_{\Sigma}}{c(l_{\sigma_1} - l_0)} \beta_1 \beta_2 \quad (6.85)$$

სადაც Q_{Σ} არის უბნის თბური დატვირთვა. ეტ-ობით;

c — წყლის თბოტევადობა, კჯ/კგ გრად;

β_1 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს დამატებით თბოდანაკარგებს სათბობი ხელსაწყოს განლაგებისას შემომსხლედ კონსტრუქციებთან (ცხრილი 6. 9).

β_2 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სათბობი ხელსაწყოს დამატებითი ფართობის (რომელიც მიიღება გაანგარიშების დროს დამრგვალებით) თბოგადაცემას (ცხრილი 6. 10).

შემასწორებელი β_1 კოეფიციენტი

საბოლოო ხელსაწყო	β_1 -ის მნიშვნელობები, როცა ხელსაწყო დაყენებულია	
	გარე კვლავობა	შემიწულ ზედაპირებთან
რადიატორი:		
თუჯის სექტორი	1.02	1.07
ფოტოლის პანელი	1.04	1.1
კონვექტორი:		
KH და KO ვარაუკნო	1.02	1.05
KA ვარსკვლავის ვარაუკნო	1.03	1.07

შესამოწმებელი β_1 კოეფიციენტი

საბოლოო ხელსაწყო	ელემენტის ფართობის ნიჭი, მ ² ეკვ. ზელ.	β_1
დაბალი რადიატორები	0.2	1.02
რადიატორები:		
MC-90, M-90	0.25	1.03
PD-90C, MC-140, M-140A, PCF-1	0.3	1.04
კონვექტორები: KH, KO, KA	0.3	1.01
რადიატორები:		
M-140-AO, PCB, PCF-2	0.35	1.06
KTT	0.4	1.08
წიბოვანი მილები:	0.5	1.13

შენიშვნა: საბოლოო ხელსაწყოებისათვის, რომელთა ეკვივალენტური ზედაპირის ფართობი 4 მ²-ს აღემატება, $\beta_1 = 1$.

უბანაჟე წნევის დანაკარგების სიდიდე ხახუნზე და ადგილობრივ წინაღობებზე გამოითვლება ცალ-ცალკე, წინა პარაგრაფებში განხილ-

ლული ფორმულების საშუალებით. მათი დაჯამებით კი მიიღება უბანზე წნევის საერთო დანაკარგების სიდიდე

$$\Delta P_{\Sigma} = \left(\frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} \right) l_{\Sigma} + \Sigma \xi \frac{\rho v^2}{2} = R l_{\Sigma} + Z. \quad (6.86)$$

საცირკულაციო რგოლში წნევის დანაკარგების სიდიდე უბნების მიმდევრობით შეერთების შემთხვევაში გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P_{\text{საერთო}} = \sum_{i=1}^N (R l_i + Z)_i, \quad (6.87)$$

სადაც N უბნების რიცხვია საცირკულაციო რგოლში.

ორი უბნის, დგარის ან შტოს პარალელურად შეერთების შემთხვევაში

$$\Delta P_i = \Delta P_j \quad (6.88)$$

წინაღობის მახასიათებლის მხედვით წარმოებს ჰიდრაულიკური გაანგარიშება გათბობის სისტემის დგარებში ან შტოებში წყლის ცვალებადი ტემპერატურული ვარდნილის დროს, როდესაც სისტემის ცალკეულ საცირკულაციო რგოლებში განისაზღვრება წყლის ნაკადების განაწილება, ამ დროს

$$\Delta l_{\text{გ}} \cong \Delta l_{\text{სისტ}}, \quad (6.89)$$

ამ მეთოდით გაანგარიშების დროს წნევის დანაკარგებს განსაზღვრა ხახუნზე და ადგილობრივ წინაღობებზე წარმოებს ერთდროულად (6.86) ფორმულის საფუძველზე.

თბოსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე გამოითვლება ფორმულით

$$v = \frac{G}{3600 \frac{\pi d^2}{4} \rho}, \quad (6.90)$$

თუ v -ს მნიშვნელობას ჩავსვამთ (6.86) ფორმულაში, გვექნება

$$\Delta P_{\Sigma} = \left(\frac{\lambda}{d} l_{\Sigma} + \Sigma \xi \right) \frac{\rho v^2}{2} = A \left(\frac{\lambda}{d} l_{\Sigma} + \Sigma \xi \right) \left(G^2 = S G^2 \right), \quad (6.91)$$

სადაც

$$A = \frac{16}{3600^2 2 \rho \pi^2 d^5} \quad (6.92)$$

არის კუთრი დინამიკური წნევა პა (კგ/სთ)², რომელიც წარმოიქმნება თბოსადენში 1 კგ/სთ სითხის გავლისას, სიმკვრივით ρ კგ/მ³. მისი მნიშვნელობები სხვადასხვა დიამეტრის მილებისათვის აიღება 6. 11-ცხრილიდან, ხოლო

$$S = A \left(\frac{L_{\text{კა}} + \Sigma \xi \right) G^2 \text{ პა/(კგ/სთ)}^2 \quad (6.92')$$

არის უბნის წინაღობის მახასიათებელი და იგი ტოლია უბანზე წნევის დანაკარგებისა, როდესაც წყლის ხარჯი $G = 1$ კგ/სთ.

ცხრილი 6. 11

წყლით სათბობი ტუმბოიანი სისტემების მილების დინამიკური მახასიათებლები

DCT	მილის დიამეტრი, მმ		კუთრი დინამიკური წნევა, პა $A \cdot 10^4$ (კგ/სთ) ²	ხსუნის დეკანილი კოეფიციენტი, $\frac{\lambda}{\rho g}$	წყლის ხარჯი G კგ/სთ, როდესაც სრეკაზე $s = 1$ მ/წმ	წინაღობის კუთრი მახასიათებელი $R_{\text{კგ}} = 10^4 \frac{\Delta P}{\rho g}$ პა/(კგ/სთ) ²
	პერიმეტრი, დიამ	შეგ, მკ				
3262-75	10	12.6	265	355	425	94
	15	15.7	106	26	690	27.6
	20	21.2	3.19	1.7	1250	5.12
	25	27.1	1.23	1.25	2000	1.54
	32	35.9	0.39	0.9	3500	0.353
	40	41	0.22	0.75	4650	0.173
	51	53	0.02	0.52	7800	0.043
10704-76	50	49	0.114	0.58	6600	0.0655
	70	70	0.0269	0.37	13400	0.00995
	80	82	0.0142	0.3	15400	0.0026
	100	110	0.00642	0.23	27600	0.00148
	125	125	0.00365	0.18	43000	0.000477
	150	149	0.00135	0.15	61000	0.000203

თუ გამოვიყენებთ გამტარობის ცნებას, მაშინ

$$\Delta P = \left(\frac{G}{\sigma} \right)^2; \quad (6.93)$$

$$G = \sigma \sqrt{\Delta P}; \quad (6.94)$$

$$\sigma = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}; \quad \left(\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}} \right). \quad (6.95)$$

იუ დაეკვირდებით ზემო გამოსახულებებს. შეენიშნავთ. რომ Δ სიდიდე მიეკუთვნება მხოლოდ ქსელის გარკვეულ მონაკვეთს, რომლის დიამეტრიც უცვლელია, Δ და σ სიდიდეები კი მიეკუთვნებიან ქსელის ნებისმიერ ნაწილს, რომლებიც შედგებიან პარალელურად ან მიმდევრობით შეერთებული უბნებისაგან. ეს სიდიდეები შეიძლება მიეკუთვნებოდნენ აგრეთვე მთლიან ქსელსაც.

როდესაც ქსელი შედგება ორი ან მეტი მიმდევრობით შეერთებული უბნებისაგან და მასში წყლის ხარჯი არ იცვლება ($G_1 = G_2$), მაშინ ასეთ ქსელში წნევის დანაკარგები ტოლია ცალკეული უბნების წნევის დანაკარგების ჯამისა

$$\Delta P_{1+2} = \Delta P_1 + \Delta P_2. \quad (6.96)$$

ამ ფორმულაში წნევის დანაკარგები გამოვსახოთ წინალობის მახასიათებლისა და ხარჯის მიხედვით (ფორმულა 6. 91), მაშინ

$$S_{1+2} G^2 = S_1 G^2 + S_2 G^2. \quad (6.97)$$

აქედან

$$S_{1+2} = S_1 + S_2. \quad (6.98)$$

ე. ი. მიმდევრობით შეერთებული უბნების წინალობის ჯამური მახასიათებელი ცალკეული უბნების წინალობათა მახასიათებლების ჯამის ტოლია.

თუ ქსელის უბნები ერთმანეთთან მიერთებულია პარალელურად და ამ უბნებს შორის გრავიტაციული წნევა ნულის ტოლია, მაშინ ამ უბნებზე წნევის დანაკარგები ტოლია ($\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P$)

ამ უბნებზე ჯამური ხარჯი იქნება

$$G_{1+2} = G_1 + G_2. \quad (6.99)$$

უ ხარჯს გამოვსახავთ გამტარობით და წნევის დანაკარგებით (ფორმულა 6. 94). გვექნება

$$S_{1+2} \sqrt{\Delta P} = S_1 \sqrt{\Delta P} + S_2 \sqrt{\Delta P},$$

$$S_{1+2} = S_1 + S_2. \quad S_{1+2} = (S_1 + S_2)^{-2}, \quad (6.100)$$

ე ქსელის პარალელურად მიერთებული უბნების ჯამური გამტარებლობა ცალკეული უბნების გამტარობათა ჯამის ტოლია.

რადგან პარალელურად მიერთებულ უბნებში წნევის დანაკარგები ტოლია, გვექნება

$$S_1 G_1^2 = S_2 G_2^2; \quad (6.101)$$

$$\frac{G_1}{G_2} = \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} \quad (6.102)$$

აბ

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2}, \quad (6.103)$$

ე. ი. ქსელის პარალელურად მიერთებულ უბნებზე ხარჯები გამტარობის პროპორციულია. აქ იგულისხმება, რომ ამ უბნებს შორის გრავიტაციული წნევა ნულის ტოლია.

ზემოთ აღნიშნული განტოლებებიდან ვღებულობთ, რომ

$$G_1 = G_{1+2} \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2}, \quad (6.104)$$

$$G_2 = G_{1+2} \frac{\sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}. \quad (6.105)$$

ვარდა ზემოთ განხილული ორი ხერხისა (ხახუნზე წნევის კუთარი დანაკარგისა და წინალობის მახასიათებლის), გათბობის სისტემის მილსადენის საანგარიშოდ ცნობილია კიდევ სხვა ხერხები, რომელთაგან აღსანიშნავია მილსადენის გაანგარიშება ეკვივალენტური სიგრძეების ან დინამიკური წნევების მიხედვით.

ეკვივალენტური სიგრძეების მიხედვით მილსადენის გაანგარიშებას ვაწარმოებთ იმ შემთხვევაში, როდესაც ქსელში ძირითადია წნევის დანაკარგები ხახუნზე, ადგილობრივ წინალობებზე კი იგი უმნიშვნელოა. ამ დროს ადგილობრივი წინალობების შეცვლა წარმოებს ეკვივალენტური სიგრძეებით. ხოლო წნევის დანაკარგები გამოითვლება ზემოთ განხილული (6. 82)—(6. 84) ფორმულების მიხედვით.

დინამიკური წნევის მიხედვით ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგები (ΔP) განისაზღვრება დინამიკური წნევის მიხედვით და გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6.106)$$

ფრჩხილებში მოთავსებულ გამოსასულებას ეწოდება უბნის დაყვანილი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი

$$\xi_{\text{დაყ}} = \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi, \quad (6.107)$$

მაშინ წნევის საერთო დანაკარგები გამოისახება ფორმულით

$$\Delta P = \xi_{\text{დრ}} \frac{r^2}{2} \rho. \quad (6.108)$$

განგარიშების დროს მიიღება $\frac{\lambda}{d}$ -ს მუდმივი მნიშვნელობა,

რაც ამცირებს განგარიშების სიზუსტეს, მაგრამ საინჟინრო გათვლებრიათვის იგი ხშირად იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგს.

ამ მეთოდის გამოყენება მიზანშეწონილია მაშინ, როდესაც ქსელში წნევის დანაკარგები ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე დაახლოებით თანაბარია.

§ 6. 10. პათოლოგის სისტემების ჰიდრაულიკური განგარიშება ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის მიხედვით

პიდრავლიკურ განგარიშებას ვიწყებთ ძირითადი საცირკულაციო რგოლის განგარიშებით. ძირითადი კი ის საცირკულაციო რგოლია, რომლისთვისაც საანგარიშო საცირკულაციო წნევის ($\Delta P_{\text{საანგ}}$) ფარდობას რგოლის სიგრძესთან (Σl) აქვს მინიმალური მნიშვნელობა

$$\Delta P_1 = \frac{\Delta P_{\text{საანგ}}}{\Sigma l} \quad (6.109)$$

გათბობის სხვადასხვა სისტემისათვის ძირითადი საცირკულაციო რგოლი სხვადასხვაა. ასე, მაგალითად, ერთმილოვან ვერტიკალურ ჩახურ სისტემებში ძირითადია თბური პუნქტიდან ყველაზე შორს მდებარე დგარებიდან იმ დგარის საცირკულაციო რგოლი, რომელსაც ყველაზე მეტი თბური დატვირთვა აქვს. ერთმილოვან ვერტიკალურ რგოლურ სისტემებში კი ძირითადია ყველაზე უფრო დატვირთული შუა დგარის საცირკულაციო რგოლი.

ვერტიკალურ ორმილოვან ჩახურ სისტემებში ძირითადია თბური პუნქტიდან ყველაზე შორს მდებარე დგარებიდან ყველაზე უფრო დატვირთული დგარის I სართულის სათბობი ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლი, რგოლურ სისტემებში კი — ყველაზე უფრო დატვირთული შუა დგარის I სართულის სათბობი ხელსაწყოს რგოლი.

მრავალსართულიანი შენობების ჰორიზონტალური წყლით სათბობი სისტემებისათვის ძირითადია ქვემო და ზემო სართულების შტოებიდან იმ შტოს საცირკულაციო რგოლი, რომლისთვისაც (6. 109) ფორმულით გამოთვლილ ΔP_1 -ს, აქვს მინიმალური მნიშვნელობა. ასევე იქცევიან ორმილოვანი ბუნებრივი ცირკულაციის სის-

ტემპების შემთხვევაშიც. თბური პუნქტიდან სხვადასხვა მანძილზე მოთავსებულ სათბობი ხელსაწყოებისათვის ადარებენ ერთმანეთს ΔP_1 -ის მნიშვნელობებს. ძირითადი იქნება იმ ხელსაწყოთა საცირკულაციო რგოლი, რომლისთვისაც ΔP_1 აღმოჩნდება მინიმალური. მილსადენის დიამეტრის შერჩევა წარმოებს ხარჯის და ხახუნზე წნევის დანაკარგის საშუალო საორიენტაციო $R_{საორ}$ (პა/მ) მნიშვნელობის მიხედვით

$$R_{საორ} = \frac{0,65 \Delta P_{საანგ}}{\sum l} \quad (6.110)$$

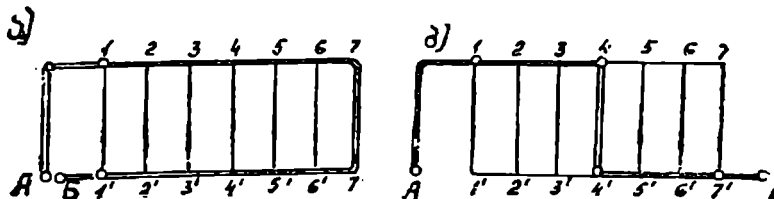
სადაც $\sum l$ არის ძირითადი საცირკულაციო რგოლის სიგრძე, ანუ ამ რგოლში შემავალი მიმდევრობით შეერთებული უბნების სიგრძეების ჯამი მ-ობით.

პიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარებისას გამოიყენება დამხმარე ცხრილი (დანართი 9), რომელიც ითვალისწინებს ხახუნის კოეფიციენტის (λ) დამოკიდებულებას წყლის მოძრაობის რეჟიმზე. ძირითად საცირკულაციო რგოლში (6. 87) ფორმულით გამოთვლილი წნევის დანაკარგები უნდა იყოს საანგარიშო საცირკულაციო წნევაზე 5—10%-ით ნაკლები.

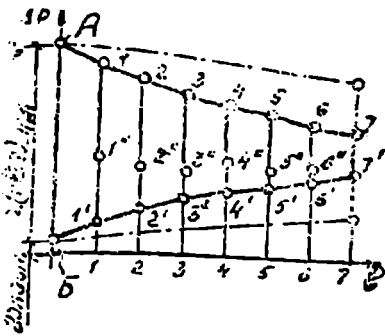
$$\sum_{i=1}^N (Rl + Z)_i = (0,9 \quad 0,95) \Delta P_{საანგ} \quad (6.111)$$

წნევის დანაკარგების 5—10%-იანი მარაგი ითვალისწინებს იმ დამატებით წინააღმდეგობებს, რომლებიც შეიძლება წარმოიქმნას სისტემის მონტაჟის დროს.

6. 67 ნახაზზე ორმაგი ხაზებით ნაჩვენებია ძირითადი საცირკულაციო რგოლების უბნები მაგისტრალებში წყლის ჩიხური (6. 68, ა) და რგოლური მოძრაობის დროს (6. 68, ბ). 1-7 ციფრებით აღნიშნულია მიმწოდებელ მაგისტრალებთან შესაბამისი დგარების მიერთების



ნახ. 6. 67.



ნახ. 6. 68.

წეტილები. 1' - 7' ციფრებით კი -- დგარების მიერთების წერტილები უკუმაგისტრალეთან.

ძირითადი საციკულაციო რგოლის გაანგარიშება სისტემებში წყლის ჩიხური მოძრაობით საშუალებას იძლევა დავადგინოთ წნევის ცვლილება მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალის მთელ სიგრძეზე. თვალსაჩინოებისათვის საჭიროა აიგოს მაგისტრალეში სა-

ციკულაციო წნევის ეპიურა. საციკულაციო წნევის ეპიურას (ნახ. 6. 68) ავება ხდება შემდეგნაირად: პორიზოტალურ ღერძზე (1) გადაინიშება უბნების სიგრძეები და აღინიშნება დგარების შესაბამისი ნომრები 1, 2, 3, 4... ვერტიკალურ ღერძზე (ΔP) დაიტანება მაგისტრალის უბნებზე და ძირითად საციკულაციო რგოლის დგარში (დგარი 7) წნევის დანაკარგები. თვლიან, რომ წნევის კარგვა უბნის სიგრძეზე თანაბარია. წნევის კარგვა მაგისტრალის უბნებზე ნაჩვენებია დახრილი მუქი ხაზებით. წნევის კარგვა დგარის ყველა უბანზე ნაჩვენებია ვერტიკალური 7-7' ხაზით.

ეპიურა გვაძლევს საშუალებას დავადგინოთ საციკულაციო წნევის სიდიდეების მნიშვნელობები მეორეხარისხოვანი დგარების (1-6) მაგისტრალთან მიერთების წერტილებისათვის.

ნებისმიერი შუალედური დგარისათვის საჭიროა, რომ წნევის დანაკარგების ჯამი დგარის უბნებზე იყოს არსებული საციკულაციო წნევის ტოლი (არსებული საციკულაციო წნევა ნებისმიერი დგარისათვის კი განისაზღვრება დგარის მაგისტრალეთან მიერთების წერტილებში წნევათა სხვაობით)

$$\Sigma(RI + Z)_{r8} = \Delta P_{საანგ. 08} \quad (6.112)$$

სადაც $\Delta P_{საანგ. 08}$ არის ნებისმიერი შუალედური დგარისათვის არსებული საციკულაციო წნევა და იგი ტოლია ამ დგარის მარჯვნივ მდებარე მთავარი საციკულაციო რგოლის უბნებზე წნევის დანაკარგების ჯამისა. ასე, მაგალითად, არსებული საციკულაციო წნევა 1 დგარისათვის იქნება

$$\Delta P_{08. 1} = \Sigma(RI + Z)_{1-7} - 1', \quad (6.113)$$

$$\Delta P_{\text{რ.ს.}} = \Sigma(RI + ZI_{\text{გ.გ.}}) \quad (6.114)$$

ჩიხურ სისტემებში (6. 112) პირობის დაცვა, მილების გარკვეული სორტამენტის გამო, გაძნელებულია. ამიტომ შუალედურ დგარებში წნევის დანაკარგების განსაზღვრისას დასაშვებია 15% შეუქცევლობა, ე. ი. შუალედურ დგარში წნევის კარგა შექცევა განსჯადობოდეს არსებული საცირკულაციო წნევისაგან 15%-ით.

როგორც 6. 68 ნახაზიდან ჩანს, სხვადასხვა სიგრძის საცირკულაციო რგოლებში წნევის დანაკარგები სხვადასხვაა. ყველაზე მეტ დანაკარგებს ადგილი აქვს ძირითად საცირკულაციო რგოლში ე. ი. თბური პუნქტიდან ყველაზე შორს მდებარე დგარის (7) საცირკულაციო რგოლში. ყველაზე ნაკლებ დანაკარგებს კი თბურ პუნქტთან ახლოს მდებარე მეორეხარისხოვანი დგარის (1) საცირკულაციო რგოლში. 1-ელ დგარში საცირკულაციო წნევის სიჭარბე გამოსახულია $1' - 1''$ მონაკვეთით, დანარჩენ დგარებში კი შესაბამისად $2' - 2''$, $3' - 3''$ და ა. შ. თუ წნევის სიჭარბე აღემატება დგარში არსებული საცირკულაციო წნევის 15%-ს (ე. ი. თუ იგი მეტია $0.15 \Delta P_{\text{საანგ. წგ.}}$) იგი გამოიწვევს მაგისტრალებსა და დგარებში წყლის დაუშვებელ განაწილებას და შესაბამისად სისტემის ჰორიზონტალურ განრეგულირებას. ამ დროს წყლის ხარჯი, ტემპერატურა და სათბობი ხელსაწყობის მოვლა იჭენება განსჯადებულ ამ სიღრმეების საანგარიშო მნიშვნელობებისაგან.

სისტემის განრეგულირების თავიდან აცილების მიზნით საჭიროა მოვახდინოთ ცალკეულ დგარებში წნევის სიჭარბის ჩახშობა. ამ მიზნით დგარებზე სპეციალურად მოწყობილი დიაფრაგმების საშუალებით. განრეგულირების თავიდან აცილება შეიძლება სხვა უფრო რაციონალური გზითაც: თითოეულ დგარში ეანგარიშობთ გაცეცხლები წყლის ნამდვილ ხარჯს და ტემპერატურას და შეგვაქვს შესწორება სათბობი ხელსაწყობის საანგარიშო ხურების ფართობში. ამისათვის დგარში არსებული საცირკულაციო წნევის მიხედვით მასში წყლის ტემპერატურულ სხვაობას ვსაზღვრავთ ფორმულით

$$\Delta t_{\text{წგ}} = \frac{Q_{\text{გ.გ.}}}{C_{\text{წგ}} \Delta P_{\text{საანგ. წგ.}}} \quad (6.115)$$

სადაც $\sigma_{\text{წგ}}$ არის დგარის გამტარებლობა, რომელიც განისაზღვრება (6. 95) ფორმულის საფუძველზე.

ამ დროს მიღებული ტემპერატურული სხვაობა სისტემის საერ-

თო ტემპერატურული სხვაობისაგან არ უნდა განსხვავდებოდეს $\pm 7^{\circ}\text{C}$ -ით.

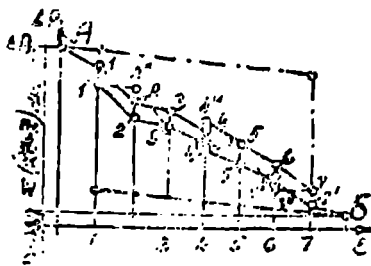
რგოლური სისტემების (ანუ სისტემების წყლის თანამგზავრულ მოძრაობით) ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს საციკულაციო წნევის ეპიურის აგება წარმოებს მას შემდეგ, რაც ჩატარებული გვექნება არა მარტო ძირითადი საციკულაციო რგოლის, არამედ კიდევ ორი დამატებითი საციკულაციო რგოლის გაანგარიშებაც. ეს დამატებითი საციკულაციო რგოლები თბური პუნქტიდან ყველაზე ახლოს და ყველაზე შორს მდებარე დგარების საციკულაციო რგოლებია. დამატებითი საციკულაციო რგოლების გაანგარიშების მაზანია შევარჩოთ იმ ახალი უბნების დიამეტრები, რომლებიც არ შედიოდნენ ძირითად საციკულაციო რგოლში. ამ დროს საჭიროა დამატებითი და ძირითადი საციკულაციო რგოლების პარალელურად შეერთებულ უბნებში წნევის დასაყარების გათანაბრება (შეკვრა) (6. 112) ფორმულის საშუალებით. დამატებითი საციკულაციო რგოლების გაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ არსებული საციკულაციო წნევების მნიშვნელობები. მაგალითად. 1-ლი დგარის დამატებითი საციკულაციო რგოლის (ნახ. 6. 67, ბ) უბნების ვანგარიშებისათვის არსებული საციკულაციო წნევა იქნება

$$\Delta P_{\Sigma, 1} = \Sigma (Rl + Z)_{1-4-1}, \quad (6.116)$$

ხოლო მე-7 დგარის დამატებითი საციკულაციო რგოლის უბნებისათვის კი

$$\Delta P_{\Sigma, 7} = \Sigma (Rl + Z)_{4-7-7}. \quad (6.117)$$

რადგან რგოლურ სისტემებში ცალკეული საციკულაციო რგოლების სიგრძეები თითქმის ერთნაირია (6. 112) პირობის დაკმაყოფილება ადვილია. ამიტომ ასეთი სისტემების გაანგარიშების დროს შეუკვრელობა დასაშვებია $\pm 5\%$ -ის ფარგლებში.



6. 69.

6. 69 ნახაზზე წარმოდგენილია ორმილოვან წყლით სათბობ სისტემაში საციკულაციო წნევის ეპიურა, რომელიც აგებულია სამი საციკულაციო რგოლის (ახლო, შუა და შორს მდებარე) ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შემდეგ. ნახაზზე შეუკვრელობები აღ-

ნიშნულია 4'—4" და 4—4''' მონაკვეთებით. ცალკეულ დგარებში წნევის უმნიშვნელო დანაკარგები 1—1', 2—2' და ა. შ. დამახასიათებელია საერთოდ ორმილოვანი სისტემებისათვის.

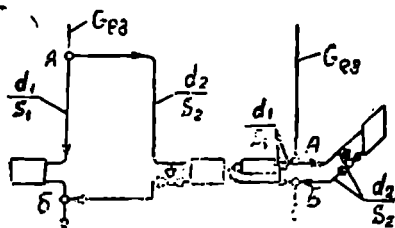
წნევა მიმწოდებელ მაგისტრალში ყოველთვის მეტი უნდა იყოს უკუმმაგისტრალის წნევაზე. წინააღმდეგ შემთხვევაში (ე. ი., როდესაც წნევა უკუმმაგისტრალში მეტი იქნება, ვიდრე მიმწოდებელ მაგისტრალში) ადგილი ექნება სათბობ ხელსაწყობებში გაცივებული წყლის ცირკულაციას. ე. წ. „უკუცირკულაციას“. ეს მოვლენა კი ყოველად დაუშვებელია ვათბობის სისტემებში. როგორც 6. 69 ნახაზიდან ჩანს, „უკუცირკულაციას“ ადგილი ექნება მე-2 დგარში. როდესაც წნევა უკუმმაგისტრალის 2' წერტილში გაიზრდება 2" წერტილის შესაბამის წნევამდე. წნევის ასეთი გაზრდა მოხდება მაშინ, როდესაც არასწორად იქნება შერჩეული უკუმმაგისტრალის 2' წერტილის მიმდებარე უბნების ღრმეტრები. „უკუცირკულაციას“ ადგილი ექნება აგრეთვე მე-6 დგარში, თუ წნევა მიმწოდებელი მაგისტრალის 6 წერტილში დაეცემა 6" წერტილის შესაბამის წნევამდე.

6. 69 ნახაზზე წყვეტილი ხაზებით ნაჩვენებია მაგისტრალის უბნებზე წნევის ცვლილება. რომელიც მე-2 და მე-6 დგარებზე მიერთებულ სათბობ ხელსაწყობებში იწვევს „უკუცირკულაციას“.

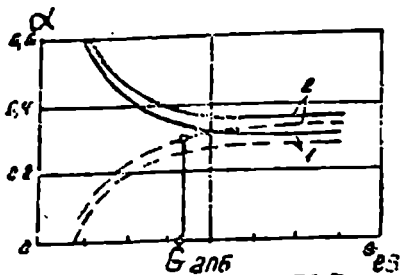
6. 67 ნახაზზე წარმოდგენილი სისტემის შუალედური დგარების (დგარები 2, 3, 5, 6) ჰიდრავლიკური გაანგარიშება წარმოებს ჩიხური სისტემების დგარების გაანგარიშების ანალოგიურად.

ვათბობის მთელი სეზონის განმავლობაში დგარებში წყლის საანგარიშო ხარჯის საიმედო განაწილების. ანუ სისტემის ჰორიზონტალური მდგრადობის შენარჩუნების მიზნით საჭიროა, რომ დგარებში წნევის კარგვა შეადგენდეს მთელ საცირკულაციო რგოლში წნევის კარგვის 70%-ს (აქ მხედველობაში არ მიიღება წნევის დანაკარგები სისტემის საწყის უბნებზე). წნევის ცვლილების ეპიურები, როდესაც მაგისტრალებში დანაკარგები გაცილებით ნაკლებია დგარებში წნევის დანაკარგებზე, ზემოთ განვიხილეთ (ნახაზები 6. 68, 6. 69).

ასეთი სახის ეპიურის მიღწევა შედარებით ადვილია მრავალსართულიანი შენობის ვათბობის ერთმილოვანი სისტემისათვის, ორმილოვანი სისტემებში კი საჭიროა ხელოვნურად გაეზარდოს წნევის დანაკარგ-



ნახ. 6. 70.



ბ. ც. 71.

განიხილება. როგორც ერთი საანგარ შო უბანი, თუ დგარებზე გამოყენებულია უნიფიცირებული ხელსაწყო კვანძება. მაშინ წნევის დაწკარავები გამოითვლება კვანძების წინაღობის მახასიათებლებს (S_3) მიხედვით ან ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების მეშვეობით. ზოგიერთ შემთხვევაში კი, როდესაც დგარზე მიერთებულია სხვადასხვა დიამეტრის და სიგრძის რგოლები, საჭიროა კვანძებში წყლის ნაკადს განაწილების გაანგარიშება. ასეთ შემთხვევაში (ნახ. 6. 70) პარალელური რგოლებს ხარჯებს შორის ფარდობა გამოითვლება ფორმულით

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \quad (6.118)$$

სადაც σ_1 და σ_2 არის შესაბამისად A და B წერტილებს შორის პარალელური უბნების გამტარებლობა (კგ/სთ პა²).

ერთმილოვან ჩამკეტუბნებიანი (ზღუდარებიანი) დგარების გაანგარიშების დროს საჭიროა გამოითვალოს ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა. ხელსაწყოში შედინებული წყლის რაოდენობის გამოთვლა წარმოებს წყლის შედინების კოეფიციენტის დახმარებით. იგი წარმოადგენს ხელსაწყოში შედინებული წყლის რაოდენობის ფარდობას დგარში გამავალი წყლის ხარჯთან

$$\alpha = \frac{G_{\text{ხა.}}}{G_{\text{დგ}}} \quad (6.119)$$

განგარიშების დროს უნდა ვეცადოთ α სიდიდის გაზრდას. რაც მეტია α . მით მეტი იქნება სათბობი ხელსაწყო ტემპერატურა და ნაკლები იქნება ფართობი.

წყლის შედინების კოეფიციენტის მნიშვნელობა ძირითადად დამოკიდებულია დგარში წყლის მოძრაობის მიმართულებასა და ხარჯზე:

როდესაც დგარში წყალი მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ, წყლის ხარჯის შემცირებით α იზრდება, ხოლო დგარში ქვემოდან ზემოთ წყლის მოძრაობის დროს α მცირდება (ნახ. 6. 71). ამ უკანასკნელ შემთხვევაში (ე. ი. α -ს შემცირების დროს) საჭიროა დავადგინოთ დგარში წყლის შესაძლო მინიმალური ხარჯი, რომლის დროსაც ჯერ კიდევ დასაშვები იქნება ხელსაწყობთან ჩამკეტი უბნების (ზღუდარების) მოწყობა. ასე, მაგალითად, როდესაც დგარის ჩამკეტი უბნის და ხელსაწყოსთან მიმყვანი მილის დიამეტრებია 15 მმ, ხოლო ხარჯი 200 კგ/სთ ნაკლები, მაშინ ჩამკეტი უბნების ნაცვლად შიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნეს შემომვლები უბნები (გადაადგილებული ზღუდარები) სამსვლიანი ონკანებით.

წყლის შეღინების კოეფიციენტის გაზრდა ნდება შემდეგ შემთხვევებშიც: თუ ჩამკეტ უბნებს გადავადგილებთ დგარის ღერძიდან სათბობი ხელსაწყოსაკენ, თუ გავზრდით ხელსაწყოსთან მიმყვანების დიამეტრს და შევამცირებთ მათ სიგრძეს, თუ შევამცირებთ ჩამკეტი უბნის დიამეტრს.

ერთმილოვან დგარებზე უნიფიცირებული ხელსაწყოს კვანძების გამოყენების დროს წყლის შეღინების კოეფიციენტის მნიშვნელობები რეკომენდებულია ავიღოთ 6. 12 ცხრილის მიხედვით.

ცხრილი 6. 12

ხელსაწყოში წყლის შეღინების კოეფიციენტები რადიატორული კვანძებისათვის

კვანძი	მიერთება	ზღუდარის სახე	α
სამსვლიანი ონკანით	ცალმსრივი	—	1
	ორმსრივი	—	0.5
გასასვლელი ონკანით	ცალმსრივი	გადაადგილებული*	0.5
		ღერძული	0,33
	ორმსრივი	გადაადგილებული	0.2
		ღერძული	0,17

* თუ მიმყვანებზე გამოყენებულია იხეცისერები, მაშინ ამ კვანძისათვის $\alpha = 0,33$.

ეროზიონული ჩემკრტუბნებიანი დგარების სათბობ ხელსაწყობთან მიმყვანების ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს მცირე საცირკულაციო რგოლში მოქმედი საცირკულაციო წნევა გამოითვლებს ფორმულით

$$\Delta P_{\text{სა}} = \sum (Kl + Z)_{\text{ნ.ა.გ.}} \cdot v_{\text{სა}} \pm \Delta P_{\text{ან.ა.გ.}} \quad (6.120)$$

სადაც $\sum (Kl + Z)_{\text{ნ.ა.გ.}} \cdot v_{\text{სა}}$ არის წნევის დანაკარგი ჩამკეტ უბანზე, რომელიც უკვე ცნობილია დგარის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგად;

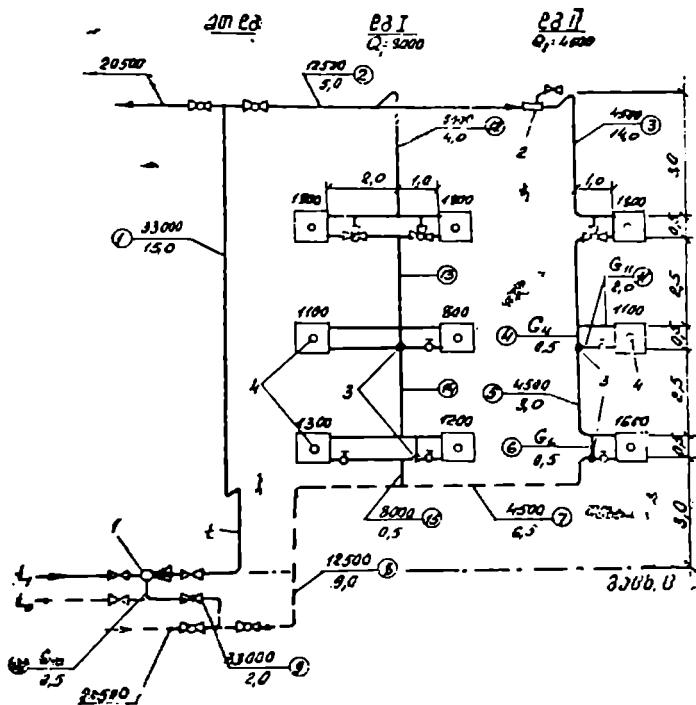
$\Delta P_{\text{ან.ა.გ.}}$ — ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე მცირე საცირკულაციო რგოლში [იხ. ფორმულები (6. 57) და (6. 58)]. (6. 120) ფორმულის მარჯვენა მხარეში ნიშანი „+“ ეთანადება დგარში წყლის მოძრაობას — „ზემოდან ქვემოთ“, ხოლო ნიშანი „-“ კი წყლის მოძრაობას — „ქვემოდან ზემოთ“.

ოუ დგარის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარების დროს წყლის შედინების კოეფიციენტის მნიშვნელობა განსაზღვრულია სწორად, მაშინ წნევის დანაკარგები ხელსაწყობთან მიმყვანებზე უნდა უდრიდეს (6. 49) ფორმულით გამოთვლილ წნევის სიდიდეს, ე. ი. ამ დროს მიღწეული იქნება წნევების გათანაბრება (შეკვრა). წინააღმდეგ შემთხვევაში საჭიროა განმეორებითი გაანგარიშების ჩატარება α -ს ფაქტობრივი მნიშვნელობის განსაზღვრისათვის, რომელიც საჭიროა სათბობი ხელსაწყობ ფართობში ცვლილების შესატანად.

მაგალითი 6. 5. ჩავატაროთ სამსართულიანი შენობის ვერტიკალური ერთმილოვანი სათბობი სისტემის ძირითადი საცირკულაციო რგოლის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება. გათბობის სისტემა გარე თბოქსელთან მიერთებულია წყალქველური ელევატორის საშუალებით. პირველადი თბოშემცველის პარამეტრებია 150—70°C. გათბობის სისტემის თბოშემცველის პარამეტრებია 95—70°C. სათბობი ხელსაწყობების და უბნების თბური დატვირთვები და სიგრძეები ნაჩვენებია სქემაზე (ნახ. 6. 72). სათბობი ხელსაწყობები (PCB ტიპის რადიატორები) განლაგებულია შემინულ ზედაპირებთან. ხელსაწყობები დგარებთან მიერთებულია პირდაპირ (იხვეისერას გარეშე).

მესამე სართულზე გვაქვს ხელსაწყობ კვანძი გადაადგილებული შემომგლები უბნებით, მეორე სართულზე — ღერძული ჩამკეტი უბნებით, I სართულზე — გადაადგილებული ჩამკეტი უბნებით.

ძირითადი საცირკულაციო რგოლი გადის მე-2 დგარზე, რგოლის საერთო სიგრძეა 56 მ.



ნახ. 6. 72. ზემო განაწილების ვერტიკალური ერთმილოანი ნიხტრ-სისტემების საანვარიო სქემა:

- 1 — წალკაელური ელევატორი; 2 — პერუმპერები; 3 და 4 — წყლის გაცივების ცენტრები დგარებსა და სელსაწყობებში; გას. ც — წყლის გაცხელების ცენტრი.

დგარში წყლის ხარჯს გამოვითვლით (6.85) ფორმულით

$$G_{\text{დგ}} = \frac{4500 \cdot 3600 \cdot 1.1 \cdot 1.06}{4187(95 - 70)} = 180 \text{ კგ/სთ.}$$

მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საციკულაციო წნევა სიმცირის გამო უგულვებელყოთ, მაშინ საერთო საციკულაციო წნევა გამოითვლება (6. 68) ფორმულით

$$\Delta P_{\text{საანვ}} = \Delta P_{\text{გ}} + \Delta P_{\text{ბუნ. ხელ}} = 5900 + 980 = 6880 \text{ პა.}$$

სადაც $\Delta P = 5900$ არის ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა, ხოლო

980 — სათბობ ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი პუნებრივი საცირკულაციო წნევა და იგი განისაზღვრება (6. 55) ფორმულით

$$\Delta P_{\text{წნე. ხელ}} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4187 \cdot 180} (1600 \cdot 3 + 1:00 \cdot 6 + 1800 \cdot 9,25) \times \\ \times 3600 \cdot 1,1 \cdot 1,06 = 980 \text{ პა.}$$

ხახუნზე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი (6. 110) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$R_{\text{საშ}} = \frac{0,65 \cdot 6880}{56} \text{ 80 პა/მ.}$$

პიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგები შეტანილია 6. 13 ცხრილში. როგორც გაანგარიშებიდან ჩანს, ძირითად საცირკულაციო რგოლში წნევის მარაგი შეადგენს

$$\frac{6880 - 6245}{6880} \cdot 100 = 9,2\%,$$

რაც აკმაყოფილებს (6. 111) ფორმულის მოთხოვნებს.

გაანგარიშების დროს მიღებულია ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების შემდეგი მნიშვნელობები:

უბანი 1

ვენტილი	$d = 32 \text{ მმ}$	9,0
სარინი	$d = 32 \text{ მმ}$ (3 ცალი)	$0,3 \cdot 3 = 0,9$
		$\Sigma \xi = 9,9$

უბანი 2

სამკაპი განდინებაზე, როდესაც $\bar{G}_{\text{განგ}} = \frac{G_1}{G_2} = \frac{1500}{1320} = 0,38$	10,1
საცობიანი ოჩკანი, გასასვლელი, $d = 25 \text{ მმ}$	1,5
	$\Sigma \xi = 11,6$

უბანი 3

სამკაპი გასვლაზე, როდესაც $G_{\text{გასვ}} = \frac{180}{500} = 0,36$	4,8
პაერშეშკრები	1,5
სარინი $d = 15 \text{ მმ}$ (4 ცალი)	$0,8 \cdot 4 = 3,2$
სამკაპი გასვლაზე $G_{\text{გასვ}} 1$	0,7
PCB ტიპის რადიატორი $d = 15 \text{ მმ}$	0,6
სამსვლიანი ოჩკანი $d = 15 \text{ მმ}$ გასვლაზე	3,5
	$\Sigma \xi = 14,3$

უბანი 4

ორი საქვაპი გასვლაზე, როდესაც $G_{\text{გას}} = 1 - x = 1 - 0,33 = 0,67$
 $\Sigma \xi = 1,14 \cdot 2 \approx 2,3$

უბანი 5

სარიანი $d = 15$ მმ . $\xi = 0,8$

უბანი 6

საქვაპი განშტოებაზე, როდესაც $G_{\text{გან}} = 1 - 0,5 = 0,5$
 და ნაკადი გაყოფაზე 5,4
 იგივე ნაკადების შეერთებაზე . . 2,0

 $\Sigma \xi = 7,4$

უბანი 7

სარიანი $d = 15$ მმ 2 ცალი . $0,8 \cdot 2 = 1,6$
 სამქვაპი გასვლაზე, როდესაც $G_{\text{გას}} = 0,36$. 4,8

 $\Sigma \xi = 6,4$

უბანი 8

სარიანი $d = 25$ მმ ორი ცალი . $0,5 \cdot 2 = 1,0$
 საცობიანა ონკანის გასასვლელი $d = 25$ მმ . 1,5
 სასქვაპი წინაღუენზე, . . . 7,8

 $\Sigma \xi = 10,3$

უბანი 9

სარიანი $d = 40$ მმ . 0,3
 ურდული $d = 40$ მმ . . . 0,5

 $\Sigma \xi = 0,8$

უბანი 10

სამქვაპი განშტოებაზე, როდესაც $G_{\text{გან}} = \frac{907,5}{1320} = 0,7$
 და ნაკადის გაყოფაზე . $\xi = 3,3$

შავალითი 6. 6. განვსაზღვროთ 6. 72 ნახაზზე გამოსახული გათბობის სისტემის მეორეხარისხიანი საციკულაციო რგოლის პილრაულიკური გაანგარიშებისათვის საჭირო არსებული საციკულაციო წნევა და წნევის დანაკარგი ხახუნზე.

სისტემის ძირითადი საცირკულაციო რგოლის ჰიდრაულიური გაანგარიშება

	მონაცემები სქემის მიხედვით			მიღებულ უწყვეტზე						
	Q მბ.	G კგ/სთ	z	მ მ	ფ მ/წ	R პა/მ	R ₁ პა	Σ z	Z ₁ პა	R ₁ + Z ₁ პა
1	33000	1320	15	32	0,365	65	975	9,9	649	1624
2	1250	500	5	25	0,24	45	225	11,6	329	554
3	4600	180	14	15	0,265	97	1358	14,3	494	1552
4	—	120	0,5	15	0,175	46	23	2,3	34	57
5	4500	180	3	15	0,265	97	291	0,8	28	319
6	—	90	0,5	15	0,135	28	14	7,4	67	81
7	450	180	6,5	15	0,265	97	631	6,4	221	852
8	12500	500	9	25	0,24	45	405	10,3	292	697
9	33000	1320	2	40	0,28	30,5	61	0,8	31	92
10	—	907,5	0,5	32	0,25	32	16	3,3	101	117
						3999		2246		6246

$\Sigma z = 56$

შენიშვნა: მე-4 უბნისათვის წყლის ხარჯი აღებულია წყლის შეღინების კოეფიციენტის $\alpha = 0,33$ დროს $G_4 = (1 - 0,33)180 = 120$ კგ/სთ. მე-6 უბანზე $\alpha = 0,5$, ხოლო $G_6 = 0,5 \cdot 180 = 90$ კგ/სთ. მე-10 უბანზე წყლის ხარჯი აღებულია, როდესაც ელექტროში შერევის კოეფიციენტი $U = 2,2$, მაშინ $G_{10} = \frac{G_1 U}{1 + U} = \frac{1320 \cdot 2,2}{3,2} = 907,4$ კგ/სთ.

მაგალითი 6. 6. განვსაზღვროთ 6. 72 ნახაზზე გამოსახული გათბობის სისტემის მეორეხარისხოვანი საცირკულაციო რგოლის ჰიდრაულიური გაანგარიშებისათვის საჭირო არსებული წნევა და წნევის დანაკარგი ხახუნზე.

მეორეხარისხოვანი საცირკულაციო რგოლი გადის 1-ელ დგარზე და ამ რგოლის ჰიდრაულიური გაანგარიშება ნიშნავს თვით 1-ლი დგარის გაანგარიშებას. არსებული საცირკულაციო წნევა გამოითვლება

$$\Delta P_{R_8} = \Sigma (R_l + Z)_{z=1} + (\Delta P_{ზვ. 1 \text{ ზა}} - \Delta P_{ზვ. 2 \text{ ზა}}) = 3161 + (1027 - 960) = 3208 \text{ პა,}$$

სადაც $\Delta P_{ზვ. 1 \text{ ზა}}$ არის ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე, რომელიც წარმოიქმნება 1-ელ დგარში წყლის გათევები-სას და გამოითვლება (6. 55) ფორმულით

$$\Delta P_{ზვ. 1 \text{ ზა}} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4187 \cdot 320} (2500 \cdot 3 + 1900 \cdot 6 + 3600 \cdot 9,25) 3600 \times$$

$$\times 1,1 \cdot 1,06 = 1027 \text{ პა.}$$

წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე, (6. 110) ფორმულის თანახმად, შეადგენს

$$R_{\text{საშ}} = \frac{0.65 \cdot 3208}{15.5} = 135 \text{ პა/მ.}$$

წინა მაგალითში ჩატარებული ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ანალოგიურად ვღებულობთ, რომ $t_{\text{ჩაბ}} = 20$ მმ. ხელ $t_{\text{ხელ}} = 15$ სმ.

მაგალითი 6. 7. ჩავატაროთ 6. 72 ნახაზზე გამოსახული გათბობის სისტემის მე-2 დგარის II სართულის სათბობი ხელსაწყოთა მცირე საციკულაციო რგოლის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება, თუ წყლის ხარჯი დგარში შეადგენს $G_{\text{დგ}} = 180$ კგ/სთ.

არსებული საციკულაციო წნევის სიდიდე წყლის მოძრაობის დროს ზემოდან ქვემოთ გამოითვლება (6. 120) ფორმულით

$$\Delta P_{\text{მთ}} = \Sigma (Rl + Z)_{\text{ხელ}} + \Delta P_{\text{ხელ. მთ}} = 57 + 29 = 86 \text{ პა,}$$

სადაც

$$\Sigma (Rl + Z)_{\text{ხელ}} = \Sigma (Rl + Z)_{\text{გ}} = 57 \text{ პა,}$$

ხოლო, როდესაც ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტი $\alpha = 0,33$,

$$\Delta P_{\text{ხელ. მთ}} = 0,5 \text{ გ/სმ}^2 (t_{\text{ჩაბ}} - t_{\text{გ. მ}}) = 0,5 \cdot 0,64 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 18,4 = 29 \text{ პა,}$$

სადაც $t_{\text{ჩაბ}}$ და $t_{\text{გ. მ}}$ შესაბამისად ხელსაწყოში შესული და ხელსაწყოდან გამოსული წყლის ტემპერატურებია. (6.57) ფორმულის თანახმად

$$t_{\text{ჩაბ}} - t_{\text{გ. მ}} = \frac{Q_{\text{ხელ}} \cdot \rho \cdot c}{G_{\text{ხელ}}} = \frac{1100 \cdot 3600 \cdot 1,1 \cdot 1,06}{4187 \cdot 0,33 \cdot 180} = 18,4^{\circ}\text{C}$$

გაანგარიშების შედეგები შეგვაქვს 6.14 ცხრილში.

ცხრილი 6. 14

მე-2 სართულის სათბობი ხელსაწყოთა მიმყვანების გაანგარიშება

შონაცემები სქემის მიხედვით				მღებული შედეგები						
უბნის №	ღ. პა	G, კგ/სთ	l, მ	d, სმ	რ. მ.წმ	II, პა,მ	RI, პა	Σ წ	Z, პა	II, % პა
11	—	60	2	15	0.09	10.3	20,6	13,55	54	74 6

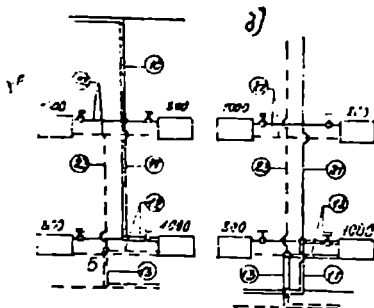
ჰიდრაულიკური გაანგარიშების ჩატარების დროს მიღებული გვაქვს ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების შემდეგი მნიშვნელობები:

საშკაბი განსტობაზე, როდესაც $\alpha = 0.33$	
და ნაკადების გაყოფაზე	11.1
იგივე ნაკადების შერევაზე	1.65
რადიატორი I CB $d = 15$ მმ	0.8
საკობიანი ონკანი გასასვლელი 15 მმ	3.5
	$\Sigma \xi = 13,55$

ვღებულობთ, რომ $\Sigma(RI + Z_{\text{იგივე}} < \Delta P_{\text{აღ}}$.

შესაბამისად, წყლის შედინების კოეფიციენტის ნამდვილი მნიშვნელობა იქნება გაანგარიშების დროს მიღებულ სიდიდეზე ცოტა მეტად. შეუვკრელობა არ აღემატება 15%. ამიტომ გაანგარიშებას ვტოვებთ ხელუღებლად.

ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემების გაანგარიშების დროს, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, მთავარი საცირკულაციო რგოლი გადის ყველაზე შორს მდებარე დგარის I სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე. 6.73 ნახაზზე გამოსახულია ორმილოვანი დგარები მიმწოდებელი მაგისტრალის ზემო (ა) და ქვემო (ბ) განაწილებით. ორმავე ხაზებით ნაჩვენებია მთავარი საცირკულაციო რგოლის ის უბნები, რომლებზეც წნევის დანაკარგები განისაზღვრება ზემოთ განხილულმა მაგალითების ანალოგიურად. მთავარი საცირკულაციო რგოლის გაანგარიშების შემდეგ საჭიროა განისაზღვროს წნევის დანაკარგები



ნ.ხ. 6. 73.

დგარის იმ ახალ უბნებზე (21, 22, 23), რომელიც არ შედიოდა მთავარ საცირკულაციო რგოლში. საცირკულაციო წნევა, რომელიც უზრუნველყოფს ცხელი წყლით II სართულის სათბობ ხელსაწყოებს და რომელიც საჭიროა ახალი უბნების საანგარიშოდ, ტოლია:

მიმწოდებელი მაგისტრალის ზემო განაწილების დროს

$$\Delta P_{\text{საანვ. ზემო}}^{\text{II}} = \sum (Rl + Z)_{11,12} + 0,4 g h_2 (\rho_0 - \rho_{\text{ცხ}}); \quad (6.121)$$

ბიძწოდებელი მაგისტრალის ქვემო განაწილების დროს

$$\Delta P_{\text{საანვ. ქვე}}^{\text{II}} = \sum (Rl + Z)_{12} + 0,4 g h_2 (\rho_0 - \rho_{\text{ცხ}}). \quad (6.122)$$

ამ ფორმულებას მარჯვენა მხარეში მეორე შესაკრები ითვალისწინებს დამატებით საცურველადიო წნევას, რომელიც წარმოიქმნება სათბობ ხელსაწყოში წყლის გაცივების შედეგად. (6.121) და (6.122) ფორმულებიდან გამომდინარეობს, რომ

$$\Delta P_{\text{საანვ. ქვე}}^{\text{II}} < \Delta P_{\text{საანვ. ზემო}}^{\text{II}} \quad (6.123)$$

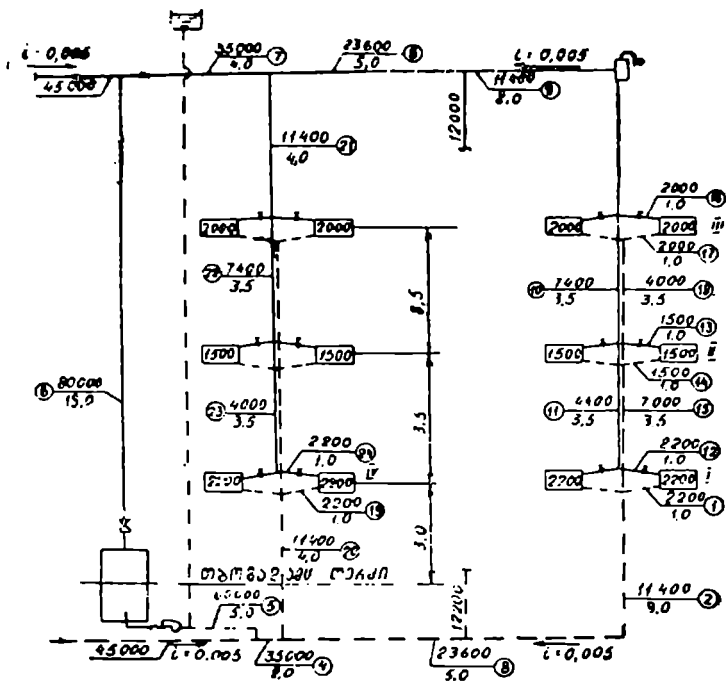
რაც გამოწვეულია წნევის დანაკარგებით მე-11 უბანზე. გარდა ამისა, ახალი საანგარაშო უბნები ქვემო განაწილების დროს მეტია (საში უბანი — 21, 22 და 23 A და B წერტილებს შორის, ნახ. 6.73, ა), ვიდრე ზემო განაწილების დროს (ორი უბანი — 22 და 23 A და B წერტილებს შორის, ნახ. 6. 73. ბ). ამიტომ ალბათობა არსებული საცურველადიო წნევის გათანაბრებისა წნევის დანაკარგებთან ქვემო განაწილების სისტემებში გაცილებით მეტია. ვიდრე ზემო განაწილების სისტემებში. ამიტომ მრავალსართულიან შენობებში, თუ გარკვეული მიზეზების გამო არ ვიყენებთ ერთმლოვან სისტემებს, საჭიროა მხოლოდ შევად განაწილების ორმლოვანი სისტემის გამოყენება. ზემო განაწილების ორმლოვანი სისტემა კი უნდა გამოვიყენოთ მცირესართულიან შენობებში.

მაგალითი II. ჩავატაროთ 6.74 ნახაზზე წარმოდგენილი ზედა განაწილების გათბობის ორმლოვანი სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება. თბომომარაგების წყაროს წარმოდგენს შენობის სარდაფში მოებარე ინდივიდუალური საქვაბე. თბომომცველის პარამეტრები: $t_{\text{ცხ}} = 95^\circ$, $t_{\text{ცივ}} = 70^\circ$. სათბობი სისტემის ცალკეული უბნების ნომრები, სიგრძე და თბური დატვირთვები მოცემულია 6.74 ნახაზზე.

განვიზიარებთ ვიწყებთ I სათბობი ხელსაწყო ს რგოლიდან, რადგან ეს რგოლი ყველაზე უფრო გრძელია და ე. ი. ყველაზე უფრო არანელსაყრელ პირობებშია.

ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა (6.17) ფორმულის თანახმად იქნება

$$\Delta P_3 = 100 \sum l = 100 \cdot 60 = 6000 \text{ ნ.მ}^2 \text{ (ა)}.$$



ნახ. 6. 74.

სათბობ ხელსაწყოში და მილსადენში წყლის გატევების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე იქნება

$$\Delta P_{ბუნ} = \Delta P_{ბუნ. ხელ} + \Delta P_{ბუნ. მილ} = h_{\Sigma} (\rho_{ცოც} - \rho_{ცბ}) + \Delta P_{ბუნ. მილ} = 3.9,8(977,81 - 961,92) + 250 = 720 \text{ პა,}$$

საერთო საცირკულაციო წნევის სიდიდე (6.70) ფორმულის თანახმად იქნება

$$\Delta P_{საო} = 6000 + 0,4 \cdot 720 = 6288 \text{ პა.}$$

წნევის შესაძლო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლისათვის ანუ მთავარი საცირკულაციო რგოლისათვის შეადგენს

$$R_I = \frac{0.65 \cdot 6288}{60} = 68,1 \approx 70 \text{ პა.}$$

როცა ვიცით წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე და წყლის ხარჯი, მე-9 დანართის საშუალებით ვპოულობთ მილის დიამეტრებს. ჰიდრავლიკური განვარაუბების შედეგები შეტანილია 6. 15 ცხრილში.

აღვილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების მნიშვნელობები, აღებული მე-11 დანართის მიხედვით, შეადგენს:

უბანი 1

სათბობი ხელსაწყო (რადიატორის) ნახევარი	$\xi = 1$
საბრუნე ჯვარელი	$\xi = 3$
	<hr/>
	$\Sigma \xi = 4$

უბანი 2

90°-იანი სარინი, $d = 25$ მმ	$\xi = 1$
მეორე და მესამე უბნებს შორის გასასვლელი სამკაპი	$\xi = 1$
	<hr/>
	$\Sigma \xi = 2$

უბანი 3

გასასვლელი სამკაპი	$\xi = 1$
--------------------	-----------

უბანი 4

სამკაპი წინაღედნზე	$\xi = 3$
--------------------	-----------

უბანი 5

2 ცალი 90°-იანი სარინი, $d = 50$ მმ	$\xi = 2 \cdot 0,5 = 1$
საკვალთი $d = 50$ მმ	$\xi = 0,5$
ქვაბში შესვლა (ქვაბის ნახევარი)	$\xi = 1,25$
	<hr/>
	$\Sigma \xi = 2,75$

უბანი 6

ქვაბიდან გამოსვლა (ქვაბის ნახევარი)	$\xi = 1$
საკვალთი $d = 50$ მმ	$\xi = 0,5$
	<hr/>
	$\Sigma \xi = 1,5$

უბანი 7

საბრუნე სამკაპი	$\xi = 1,5$
-----------------	-------------

უბანი 8

გასასვლელი სამკაპი	$\xi = 1,0$
--------------------	-------------

უბანი 9

გასასვლელი სამკაპი	$\xi = 1$
უეცარი გაფართოება	$\xi = 1$
უეცარი შევიწროება	$\xi = 0,5$
	<hr/>
	$\Sigma \xi = 2,5$

უბანი 10 და 11
ჯვარდი გასასვლელა

$$\bar{z} = 2$$

უბანი 12

საბრუნე სამკაპი
ორძავე რეგულარების ონკანი $d = 15$ მმ
აზბიბი ხელსაწყოს (რადიატორის) ნახვეარი

$$\bar{z} = 1,5$$

$$\bar{z} = 4$$

$$\bar{z} = 1$$

$$\Sigma \bar{z} = 6,5$$

ცხრილი 6. 15.

ტუმბოიანი სათბობი სისტემის პილარული ვანგარიშება

მონაცემები სქემის მიხედვით				მიუღებულ შედეგები						
უბანის №	Q კვ	G კვ/სთ	მ ²	d მმ	v მ/წ	R პა/მ	RI პა	Σz	Z პა	RI+Z პა
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

მთავარი საცირკულაციო რგოლი

1	2550	100	1	15	0,149	32	32	4	451	483
2	13220	515	9	25	0,249	45	405	2	63	468
3	27370	1067	5	32	0,293	40	200	1	44	244
4	40590	1583	2	32	0,443	90	180	3	298	478
5	92790	3618	5	50	0,482	60	300	2,5	300	600
6	92790	3618	13	50	0,482	60	780	1,5	170	950
7	20590	1583	4	32	0,443	90	360	1,5	150	510
8	27370	1067	5	32	0,293	40	200	1,0	44	244
9	13220	515	8	25	0,249	45	365	2,5	70	435
10	8500	334	3,5	20	0,257	60	210	2,0	65	275
11	5100	200	3,5	15	0,304	120	420	2,0	93	513
12	2550	100	1	15	0,149	32	32	6,5	75	107

$$\Sigma (RI + Z) = 6007 \text{ პა}$$

წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება

$$\frac{6288 - 6007}{6288} \cdot 100 = 4,5\%$$

II სათბობი ხელსაწყოს რგოლი

13	1700	68	1	15	0,105	14	14	6,5	34	48
14	1740	68	1	15	0,101	14	14	4,0	34	48
15	8020	317	3,5	20	0,247	55	192,5	2,0	63	255,5

$$\Sigma (RI + Z) = 351,5 \text{ პა}$$

წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება

$$\frac{1326 - 351,5}{1326} \cdot 100 = 74\%$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
III სათბობი ხელსაწყოს რგოლი										
16	232,1	90 5	1.0	15	0,134	2,1	26	6 5	58	84
17	2320	90.5	1,1	15	0,134	26	26	4 0	36.5	62 5
18	4640	181	3.5	2,1	0,142	1,1	66,5	2.0	20	86 5.

$\Sigma(III Z) = 232 \text{ პა}$

წნევის სათადარიგო მარაგი იქნება

$$\frac{1549 - 232}{1549} \cdot 100 = 85\%$$

IV სათბობი ხელსაწყოს რგოლი

19	2550	1'0	1 0	15	0,149	32	32	4	45 1	483.
20	13220	515	4,0	25	0,249	45	180	2,5	63	468
21	13220	515	4,1	25	0,249	45	180	2,5	63	468
22	8580	334	3,5	20	0,257	60	210	2,0	65	275.
23	5100	200	3,5	15	0,304	120	420	2,0	93	513
24	2556	100	1,0	15	0,149	32	32	6 5	75	107

$\Sigma(IV Z) = 2314 \text{ პა}$

წნევის სათადარიგო მარაგი იქნება

$$\frac{2649 - 2314}{2649} \cdot 100 = 12,6\%$$

ცალკეული უბნებისათვის მიღებულ ადგილობრივ წინაღობათა მნიშვნელობების ($\Sigma \xi$) შესაბამის წნევის დანაკარგებს (უბნებში წყლის მოძრაობის სიჩქარის v გათვალისწინებით) ვსაზღვრავთ მე-10 დანართის საშუალებით და მიღებული შედეგები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში (ცხრილი 6.15).

როგორც განგარიშებიდან ჩანს, წნევის მთლიანი დანაკარგი განსახილველ მთეარ საცირკულაციო რგოლში შეადგენს $\Sigma(BI + \gamma) = 6007 \text{ პა}$ წნევის სათადარიგო მარაგი შეადგენს

$$\frac{6288 - 6007}{6288} \cdot 100 = 4,5\%$$

რაც ნორმის ფარგლებშია.

გადავდივართ II სათბობი ხელსაწყოს რგოლის განგარიშებაზე. ამ რგოლს უბნები — 2—10 საერთო აქვს I ხელსაწყოს რგოლთან. II ხელსაწყოს რგოლის დამატებითი უბნებია — 13, 14, და 15, რომლებშიც წნევის დანაკარგები ტოლი უნდა იყოს I ხელსაწყოს რგოლის

11, 12 და 1 უბნების წნევების დანაკარგისა და I და II სათბობ ხელსაწყოებს შორის არსებული ბუნებრივი წნევების სხვაობის ჯამისა.

როგორც ვიცით, წნევის დანაკარგები I ხელსაწყოს რგოლის 11, 12 და 1 უბნებზე შეადგენს 1103 პა (იხ. ცხრილი 6.15).

I სათბობ ხელსაწყოსთან შედარებით II სათბობი ხელსაწყოს ბუნებრივი წნევა იზრდება სიდიდით

$$\Delta P_{\text{ბუნ}}^{\text{II}} = 0.4 \cdot 3.5 \cdot 9,8(977,81 - 961,92) = 223 \text{ პა.}$$

ამრიგად, წნევის მთლიანი სიდიდე II ხელსაწყოს რგოლის 13, 14 და 15 უბნებისათვის იქნება

$$\Delta P = 1103 + 223 = 1326 \text{ პა.}$$

ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს 13, 14 და 15 (რომელთა საერთო სიგრძეც 5,5 მ ტოლია) უბნებზე

$$R_{\text{II}} = \frac{0,65 \cdot 1326}{5,5} \approx 157 \text{ ნ/მ}^2 \text{ (პა).}$$

მიღებული R_{II} სიდიდის მიხედვით აღრე ჩატარებული გაანგარიშების ანალოგიურად ვსაზღვრავთ 13, 14 და 15 უბნების მილსადენების დიამეტრებს. შედეგები შეგვაქვს 6.15 ცხრილში. როგორც ამ ცხრილიდან ვხედავთ, 13, 14 და 15 უბნებზე იხარჯება წნევა, რომელიც უდრის 351.5 პა, ე. ი. წნევის შეუსაბამობა (შეუუკვრელობა) I და II სათბობი ხელსაწყობების რგოლში იქნება

$$\begin{array}{r} 1326 - 351,5 \\ \hline 974,5 \end{array} \quad 74\%.$$

ამ კარბი წნევის ჩახშობა უნდა მოვახდინოთ II სათბობ ხელსაწყოსთან დაყენებული ონკანის მეტად დაკეტვით.

გადავდივართ III სათბობი ხელსაწყოს რგოლის გაანგარიშებაზე. ამ რგოლში საანგარიშო გვაქვს 16, 17 და 18 უბნები, რომლებშიც წნევის დანაკარგები უნდა იყოს I სათბობი ხელსაწყოს რგოლის 11, 12 და 1 უბნების წნევების დანაკარგისა და I და III სათბობ ხელსაწყობებს შორის არსებული ბუნებრივი წნევის სხვაობის ჯამი.

11, 12 და 1 წნევის დანაკარგები ტოლია 1103 პა (იხ. ცხრილი 6.15). I სათბობ ხელსაწყოსთან შედარებით III სათბობი ხელსაწყოს ბუნებრივი წნევა იზრდება სიდიდით

$$\Delta P_{\text{ბუნ}}^{\text{III}} = 0.4 \cdot 7 \cdot 9,8(977,81 - 961,92) = 446 \text{ პა.}$$

ამრიგად, წნევის მთლიანი სიდიდე 16, 17 და 18 უბნების წინაღობათა გაღვასალახავად ტოლია

$$\Delta P = 1103 + 446 = 1549 \text{ პა.}$$

ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს ხახუნზე 16, 17 და 18 უბნებისათვის (მათი სიგრძე 5,5 მეტრის ტოლია)

$$R_{III} = \frac{0.65 \cdot 1549}{5.5} = 183 \text{ პა.}$$

მიღებულა R_{III} სიდიდის მიხედვით ვსაზღვრავთ 16, 17 და 18 უბნების მილსადენების დიამეტრებს და შედეგები შეგვაქვს 6.15 ცხრილში. როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, 16, 17 და 18 უბნებზე დახარჯული წნევის მთლიანი სიდიდე შეადგენს 232 პა, ე. ი. წნევათა შეუსაბამობა (შეუკვრელობა) I და III სათბობი ხელსაწყობების რგოლში იქნება

$$\frac{1549 - 232}{1549} \cdot 100 = 85\%.$$

რადგანაც მიღების დიამეტრების შეცვლა აღარ შეგვიძლია (მათი დიამეტრები მინიმალურია $d = 15$ მმ). ამიტომ აქაც ჭარბი წნევის ჩახშობა უნდა მოვახდინოთ III ხელსაწყოსთან დაყენებული ონკანით.

გადავიდეთ IV სათბობი ხელსაწყოს რგოლის გაანგარიშებაზე. ამ რგოლში დამატებით საანგარიშო გვაქვს 9, 20, 21, 22, 23 და 24 უბნები, რომელთა საერთო სიგრძე 17 მეტრია, ზემოგანხილულის ანალოგიურად ამ უბნებში წნევის დანაკარგები უნდა იყოს 8, 9, 10, 11, 12, 1, 2 და 3 უბნების წნევათა ჯამი, რომელიც, როგორც ვიცით, უდრის 2769 პა (იხ. ცხრილი 6. 15)

ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს ხახუნზე

$$R_{IV} = \frac{2769 \cdot 0.65}{17} = 105,8 \text{ პა.}$$

მიღებული R_{IV} სიდიდის მიხედვით ვსაზღვრავთ 19 — 24 უბნების დიამეტრებს და გაანგარიშების შედეგები შეგვაქვს 6.15 ცხრილში.

როგორც ამ ცხრილის მონაცემებიდან ჩანს, I და IV სათბობი ხელსაწყობების რგოლებს შორის წნევათა შეუსაბამობა უდრის

$$\frac{2769 - 2314}{2769} \cdot 100 = 16.5\%.$$

რაც ნორმის ფარგლებშია (იგი ოდნავ აღემატება 15%-ს). ამ ჭარბი წნევის ჩახშობა მოგვიხდება სათბობ ხელსაწყობთან დაყენებული ონკანებით.

ზემოვანის-ღვლის ანალოგიურად განვარიშობთ სათბობ- სისტე- მის ყველა სხვა საცირკულაციო რგოლებსაც.

ჩიხისებრ სათბობ სისტემებში (ზემოვანისილუ- ლი სისტემის ანალოგიურ სისტემებში) წნევის სათადარიგო მარაგი ქვაბთან ახლოს განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების რგოლში ცალ- კეულ შემთხვევაში შეიძლება ფრიად მნიშვნელოვანი სიდიდეები იყოს, ზოგი სათბობი ხელსაწყოების გადახურებ-ს და დანარჩენი ხელსაწყოების გაცივების ხარჯზე.

ამიტომ იმ შემთხვევებში, როდესაც რგოლების შორის უსწევთა სხვაობა აღემატება 25%-ს, ჩიხისებრი ორმილოვანი სისტემების მო- წყობა არ დაიშვება. ამ დროს უნდა გამოვიყენოთ ისეთი სათბობი სის- ტემები, რომლებშიც ყველა საცირკულაციო რგოლს ერთნაირი სიგრ- სე ექნება.

ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემე- ის შტოების ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩატარებამდე საჭიროა სათბობი ხელსაწყოების წინასწარი გაანგარიშება, რადგანაც უბნის ხანგარიშო სიგრძე ცალკეულ შტოში დამოკიდებულია სათბობი ხელ- საწყოს სიგრძეზე. სათბობი ხელსაწყოების სიგრძე კი მიახლოებით შეგვიძლია ავიღოთ 6.3 ცხრილის მიხედვით.


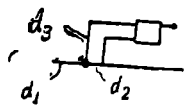
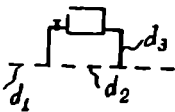
მრავალსართულიანი შენობის ერთმილოვანი ჰორიზონტალური სისტემის მთავარი საცირკულაციო რგოლის შერჩევა ხდება (6.109) ფორმულის საშუალებით. იმისათვის, რომ სისტემის ექსპლუატაციის დროს შენარჩუნებულ იქნეს მისი ვერტიკალური ჰიდრავლიკური და ობტური მდგრადობა, ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს საჭიროა შემდეგი პირობის დაცვა

$$\Delta P_{\text{წბ}} \Delta P_{\text{წნ}} \leq \Delta P_{\text{წ}} \quad (6.124)$$

ე. ი. წნევის დანაკარგების ჰორიზონტალურ შტოში უნდა იყოს მეტი იმ ბუნებრივ საცირკულაციო წნევაზე, რომელიც წარმოიშობა ზემო- სართულის სათბობ ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად. გარკ- ამისა, შტოების ჰილსაღწეში წყლის მოძრაობის სინქარე უნდა იყოს 0.25 მ/წმ^2 -ზე მეტი. რათა უზრუნველყოფილ იქნეს ჰაერის სიახმელა წატაცება წყლის მიერ.

თუ ძირითადი საცირკულაციო რგოლი გადის I სართულის შტო- ზე, მაშინ არსებული საცირკულაციო წნევის სიდიდე, იმ ახალი უბნე- ბის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ჩასატარებლად, რომლებიც აერ- თეულენ II სართულის ხელსაწყოებს I სართულის ხელსაწყოების ჰო- რიზონტალურ შტოსთან, (6.121) ან (6.122) ფორმულით გამოითვლება. ამასთანავე, წნევის დანაკარგი მე-12 უბანზე ფორმულაში იქნება I სართულის მთელ შტოზე წნევის დანაკარგების ტოლი.

ქორიზონტალური ერთშილოვანი სისტემების რადიატორული კვანძების ადგილობრივი წინააღმდეგობის დაუქვანილი კოეფიციენტები

რადიატორული კვანძი	მილების პირობითი დიამეტრი, მმ			საშუალო მნიშვნელობა. $\xi_{კ}$
	d_1	d_2	d_3	
რადიატორული კვანძი შემომვლები უბნით და სამსვლიანი ონკანით	15 20 25	15 20 25	15 20 25	12,8 9,6 28,0
				
რადიატორული კვანძი უნიფიცირებული შემომვლები უბნით და სამსვლიანი ონკანით	15 20 25	15 20 20	15 20 25 20	10,2 9,5 20,2
				
რადიატორული კვანძი ჩამკეტი უბნით და ორმავი რეგულირების ონკანით	15 15 20 20 25 25	15 15 15 20 20 25	15 20 20 20 20 20	2,6 1,0 6,1 1,9 7,0 1,5
				

შენიშვნა: ესკიზებზე მუქი ხაზებით ნაჩვენებია უბნები, რომელთა წნევის დანაკარგებიც შედის $\xi_{კ}$ მნიშვნელობაში.

თუ ძირითადი საციკულაციო რგოლი გადის ზემო N სართელზე და პიდრავლიკური გაანგარიშება ჩატარებულია მისთვის, მაშინ $N-1$ სართელზე გამავალი შტოს პიდრავლიკური გაანგარიშებისათვის არსებული საციკულაციო წნევის სიდიდე იქნება

$$\Delta p_{საანგ}^{N-1} = \sum (Rl + Z)_{არ} - 0,4 gh_N (\rho_0 - \rho_0s), \quad (6.125)$$

სადაც $\Sigma (R_i + Z_i)$ არის წნევის დანაკარგები N სათულის შტოს იმ უბნებზე, რომლებიც მიერთებულია ახალი $N-1$ შტოს პარალელურად და აიღება მთავარი საცირკულაციო რგოლის გაანგარიშებიდან.

k_N — ვერტიკალური მანძილი N და $N-1$ სათულებზე წყლის გაცივების პირობით ცენტრებს შორის.

ჰაორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს რადიატორულ კვანძებში წნევის დანაკარგები განისაზღვრება კვანძის ადგილობრივი წინააღმდეგობის $\xi_{კვ}$ დაყვანილი კოეფიციენტების მიხედვით (ცხრილი 6.16).

§ 6. 20. პათოლოგიის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება წინააღმდეგობის მახასიათებლის მიხედვით

წინააღმდეგობის მახასიათებლის მიხედვით გაანგარიშებენ მხოლოდ ერთმილოვან სისტემებს. ამ სისტემებში წყლის მოძრაობის სიჩქარე შედარებით მეთია, ვიდრე ორმილოვან სისტემებში. მილსადენში წყლის მოძრაობის ხასიათი უახლოვდება ჰიდრავლიკურად მქისე მილებს არეს ანუ იმ არეს, სადაც ხახუნის λ კოეფიციენტი არ არის დამოკიდებული რეინოლდსის რიცხვზე, იგი დამოკიდებულია მხოლოდ ფარდობით სიჩქარეზე (ფორმულა (6. 76)). ამ დროს წნევის დანაკარგები წყლის ხარჯისაგან მარტივი, კვადრატული დამოკიდებულებით გამოისახება. ყოველივე ეს საშუალებას გვაძლევს წინააღმდეგობის მახასიათებლის მიხედვით გაანგარიშების დროს გამოვიყენოთ ხახუნის λ კოეფიციენტის მუდმივი მნიშვნელობები (ცხრილი 6.11).

სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება დაფუძნებულია დგარების გამტარებლობაზე და მიზნად ისახავს სისტემაში ცირკულირებული წყლის ცალკეულ ნაწილებსა და დგარებში განაწილებას.

წყლის მოძრაობის დიდი სიჩქარის გამო შეგვიძლია უგულებელვკოთ ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის გავლენა დგარებსა და ხელსაწყობებში წყლის განაწილებაზე და მივიღოთ წყლის შედინების კოეფიციენტების მუდმივი მნიშვნელობები, რომლებიც დამოკიდებული იქნება მხოლოდ კვანძების შემადგენელი უბნების გამტარობათა თანაფარდობაზე.

(6.103) ფორმულის გარდაქმნით ვღებულობთ ორი პარალელუ-

რად შეერთებული უბნებისაგან შემდგარი კვანძის ერთ-ერთ უბანში წყლის შედინების კოეფიციენტს

$$\alpha = \frac{G_1}{G_{\text{საერთ.}}} = \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_2}{\sigma_1}} \quad (6.126)$$

ახ

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.5}} \quad (6.127)$$

ზოგად შემთხვევაში კი პარალელურად შეერთებული უბნებიდან ერთი ნებისმიერი უბნის წყლის შედინების კოეფიციენტი იქნება

$$\alpha_i = \frac{\sigma_i}{\sum \sigma_i} = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_2 + \dots + \sigma_N}{\sigma_i}} \quad (6.123)$$

თუ მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარეა 0.3 ÷ 0,8 მ/წმ, მაშინ წინაღობის მახასიათებლის მიხედვით ჰიდრაულიკური გაანგარიშების შედეგად წნევის დანაკარგები ხახუნზე გამოდის 5—10%-ით ნაკლები.

თანამედროვე მრავალსართულიან შენობებში ფართოდ გამოიყენება ერთმილოვანი ვერტიკალური სისტემები მაგისტრალებში წყლის მოძრაობის ჩიხური სქემით. განვიხილოთ ასეთი სისტემების ჰიდრაულიკური გაანგარიშება.

გაანგარიშების დროს დგარების თბური დატვირთვები შეძლებისდაგვარად უნდა გაეთანაბროთ, დგარების თბურ დატვირთვებსა და მათ გამტარებლობის თანაფარდობათა შემოწმება წარმოებს გამოსახულებით

$$\frac{Q_{\text{დგ. უფ}}}{Q_{\text{დგ. უფ}}'} \leq 1,4, \quad (6.129)$$

სადაც $Q_{\text{დგ. უფ}}$ და $Q_{\text{დგ. უფ}}'$ არის სისტემის დგარების უდიდესი და უმცირესი თბური დატვირთვები, ხოლო $\sigma_{\text{დგ. უფ}}$ და $\sigma_{\text{დგ. უფ}}'$ — მათი შესაბამისი გამტარებლობები.

დგარის საორიენტაციო გამტარობა გამოითვლება ფორმულით

$$\sigma_{\text{დგ. უფ}} = \sigma_{\text{საანგ}} k_1 k_2 k_3, \quad (6.130)$$

სადაც $\sigma_{\text{საანგ}}$ არის გამდინარე-რეგულირებადი რადიატორული კვანძებიანი დგარის გამტარობა და აიღება 6.17 ცხრილის მიხედვით.

k_1 --- შემასწორებელი კოეფიციენტი განიხ-ლება მაშინ, რო-
დესაც თუჯის სექციური და PCB ტიპის რადიატო-
რების ნაცვლად გამოიყენება კონვექტორები „კომფორ-
ტი“, „აკორდი“, „პროგრესი“ ($k_1 = 0,65$) ან კონვექ-
ტორი KPI ($k_1 = 0,85$);

k_2 --- შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწი-
ნებს დგარის კონსტრუქციის და დიამეტრის გავლენას
მის გამტარობაზე. მისი მნიშვნელობა აიღება:

პირდაპირი ან II-სებრი დარგებისათვის სათბობი ხელსაწყოების ცალმხრივი მიერთებით	1,0
II-სებრი დგარისათვის უქმი აღმავალი ნაწილით	1,2
ყ - სებრი დგარისათვის	1,3
T - სებრი დგარისათვის	1,7
შეწყვილებული დგარებისათვის	2,2

ცხრილი 6. 17

ცალმხრივი გამდინარე-რეგულირებადი რადიატორული კვანძებიანი ერთმილოვან

დგარების $\sigma_{საანგ}$ გამტარობა

სართულების რაიონები, N	$\sigma_{საანგ}$ კვ/სმ ² , როდესაც d მშ ტოლია		სართულების რაიონები, N	$\sigma_{საანგ}$ კვ/სმ ² , როდესაც d მშ ტოლია	
	15	20		15	20
3	3.7	6.7	15	1.9	3.5
4	3.5	6.4	16	1.8	3.4
5	3.2	5.8	17	1.8	3.3
6	2.9	5.3	18	1.7	3.2
7	2.6	4.8	19	1.7	3.1
8	2.5	4.6	20	1.6	3.0
9	2.4	4.4	21	1.6	3.0
10	2.3	4.2	22	1.6	2.9
11	2.2	4.0	23	1.6	2.9
12	2.1	3.8	24	1.5	2.8
13	2.0	3.7	25	1.5	2.7
14	1.9	3.6			

სათბობი ხელსაწყოების ორმხრივი მიერთების დროს k_2 - ის
მნიშვნელობა დგარისა და მიმყვანის დიამეტრების ($d_{დგ} \times d_{მიყ}$)
მოხედვით აიღება:

$d_{დგ} \times d_{მიყ}$ მშ	20 × 15	25 × 15	32 × 15	20 × 20	25 × 20	32 × 20
k_2	0,9	0,97	1,0	1,34	1,66	1,82

(6.130) ფორმულაში შემასწორებელი k_2 კოეფიციენტი ითვალისწინებს ღვარის გამტარობის ცვლილებას, როდესაც ხელსაწყოს კვანძებთან სამსვლიანი ონკანების ნაცვლად გამოიყენება გასასვლელი მარეგულირებელი ონკანები და აიღება:

- ხელსაწყოს კვანძი სამსვლიანი ონკანებით 1,0,
- გასასვლელი ონკანები ღერძული ჩამკეტი უბნების (ზღუდარების) დროს 1,7
- გასასვლელი ონკანები გადაადგილებული ჩამკეტი უბნების დროს 1,25

მაგალითი 6.9. განვსაზღვროთ ცხრასართულიანი სახლის ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემის იმ ღვარის გამტარობა და წნევის დანაკარგები, რომელშიც წყლის ხარჯი ტოლია 620 კგ/სთ, ხოლო დიამეტრია 20 მმ. ღვარზე ღერძული ზღუდარების გამოყენებით ორმხრივ მიერთებულია „აკორდის“ ტიპის კონვექტორები.

ღვარის საორიენტაციო გამტარობა (6.130) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$\sigma'_{\Sigma} = 4,4 \cdot 0,65 \cdot 1,24 \cdot 1,7 = 6,5 \text{ კგ/(სთ პა}^0,5\text{)}.$$

წნევის დანაკარგები (6.93) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$\Delta P_{\Sigma} = \left(\frac{G_{\Sigma}}{\sigma'_{\Sigma}} \right)^2 = \left(\frac{620}{6,5} \right)^2 = 9100 \text{ პა}.$$

მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე როგორც ცნობილია. გათბობის სისტემის თბური მდგრადობის გაზრდის მიზნით საჭიროა ღვარის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის გაზრდა. წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით ღვარის ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა უფრო მეტად იზრდება. ეიდრე მაგისტრალების ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობა. ამიტომ ზემო პირობის შესრულება განსაკუთრებულ სიძნელეს არ წარმოადგენს.

წალის მოძრაობის სიჩქარე მილსადენში განისაზღვრება წყლის საორიენტაციო ხარჯის მიხედვით

$$v = \frac{G A^{0,8}}{22}, \quad (6.131)$$

სადაც A — კუთრი დინამიკური წნევაა (პა/(კგ/სთ)² და განისაზღვრება 6.11 ცხრილის მიხედვით.

მაგალითი 6.10. განვსაზღვროთ მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარე წინა მაგალითის შემთხვევისათვის.

$d = 20$ მმ დგარში წყლის მოძრაობის სიჩქარე (6.131) ფორმულის თანახმად იქნება

$$v = \frac{620}{22} \sqrt{3,19 \cdot 10^{-6}} = 0,51 \text{ მ/წმ.}$$

დგარის მიღების დიამეტრი. ვერტიკალურ ერთ-მლოვან სისტემებში ძირითადად გამოიყენება 6.56—6.58 ნახაზებზე წარმოდგენილი ხელსაწყოს კვანძები და დგარები. იმ დგარების გამტარობის გაზრდის მიზნით, რომელთაც აქვთ დიდი თბური დატვირთვა, მიზანშეწონილია გამოიყენონ: ხელსაწყოს კვანძები ჩამკეტი უბნებით (შემომვლები უბნების ნაცვლად); შეწყვილებული დგარები სათბობი ხელსაწყობის მიერთებით, სართულგამოშვებით; დგარი პარალელური ტრანზიტული უბნით შუა სართულამდე (4-სებრი დგარები); II-სებრი დგარები ტრანზიტული აღმავალი ნაწილით; დგარები ერთი აღმავალი და ორი დაღმავალი ნაწილით (T-სებრი დგარები).

იმისათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ განმეორებითი ჰიდრაულიკური გაანგარიშება, სისტემის კონსტრუირებამდე საჭიროა მიახლოებით გამოვთვალოთ წნევის დანაკარგები შერჩეულ დგარებში შემდეგი ფორმულით

$$\Delta P'_{\Sigma} = \left(\frac{G_{\text{სისტ}}}{\Sigma \sigma'_{\Sigma}} \right)^2, \quad (6.132)$$

სადაც $G_{\text{სისტ}}$ არის სისტემაში წყლის ხარჯი, კგ/სთ:

$\Sigma \sigma'_{\Sigma}$ — სისტემაში შემავალი ყველა დგარის საერთო საორიენტაციო გამტარობა და იგი ცალკეული დგარების გამტარობათა ჯამის ტოლია:

უფრო ზუსტად შეიძლება დგარების და მაგისტრალების დიამეტრების შერჩევა, თუ წინასწარ ცნობილია ტუმბოს მიერ განვითარებული საციკულაციო წნევა. ამ დროს ვერტიკალურ ერთმლოვან ჩიხურ სისტემებში საჭიროა გამოვავლინოთ ძირითადი საციკულაციო რგოლი და გამოვთვალოთ ამ რგოლის საანგარიშო საციკულაციო წნევა (ამ რგოლში შემავალ დგარში ბუნებრივი საციკულაციო წნევის გათვალისწინებით). (6.110) ფორმულის თანახმად ვსაზღვრავთ ძირითად საციკულაციო რგოლში ხახუნზე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგის R_{Σ} სიდიდეს. შემდეგ ძირითადი დგარებისათვის (ჩვეულებრივ სამი — შორს, ახლოს და შუამდებარე დგარისათვის)

და მაგისტრალების თითოეული უბნისათვის ვითვლით წინალობის კუთრ მახასიათებელს

$$S_{კუთ} = \frac{R_{1,2}}{G_{უბ. საორ}} \frac{პა}{მ(კგ/სთ)^2} \quad (6.133)$$

სადაც $G_{უბ. საორ}$ არის უბანზე წყლის საორიენტაციო ხარჯი, რომელიც გამოითვლება (6.86) ფორმულით.

განგარიშების შედეგები შეგვაქვს დამხმარე ცხრილებში (იხ. ცხრილი 6.18 და 6.19). $S_{კუთ}$ მიღებულ მნიშვნელობებს ვადარებთ 6.11 ცხრილში მოცემულ სტანდარტული დიამეტრის მიღების $S_{კუთ}$ მნიშვნელობებს და ვნიშნავთ დგარების და მაგისტრალების დიამეტრებს.

ცხრილი 6.18

ძირითადი დგარების დიამეტრების შერჩევა (ბლანკი)

დგარი	თბური დატვირთვა, $Q_{ტბ}$	წყლის ტემპერატურული ვარდნილი, $\Delta t_{ტბ}$	წყლის საორიენტაციო ხარჯი, $G_{ტბ}$	წინალობის კუთრ მახასიათებელი, $S_{კუთ} \cdot 10^4$	დგარის დიამეტრი, $d_{დგ}$
შორს მდებარე შუა		$\Delta t_{ტბ}$			
აბლოს მდებარე		$\Delta t_{აბ}$			

ცხრილი 6.19

მაგისტრალის უბნების დიამეტრების შერჩევა (ბლანკი)

უბნის №	თბური დატვირთვა, $Q_{ტბ}$	წყლის ტემპერატურული ვარდნილი, $\Delta t_{ტბ}$	წყლის საორიენტაციო ხარჯი, $G_{ტბ}$	წინალობის კუთრ მახასიათებელი, $S_{კუთ} \cdot 10^4$	მილის დიამეტრი, $d_{მი}$

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, ჩიხური სისტემების ცალკეულ დგარებში დასაშვებია წყლის ტემპერატურული სხვაობის 7°-ით გადახრა სისტემისათვის მიღებული საანგარიშო ტემპერატურული ვარდნილისაგან. ამ დაშვების საფუძველზე გამოდის, რომ წნევის დანაკარგები თბურ პუნქტთან აბლოს და შორს მდებარე დგარებში შეიძლება განსჯადობოდეს ერთმანეთისაგან დაახლოებით 20%-ით. აქედან გამომდინარე, საჭიროა, რომ წნევებს გასათანაბრებლად ქსელში შორს

მდებარე დგარში წნევების დანაკარგების დაახლოებით 30% დაიხარჯოს მაგისტრალის იმ უბნებზე, რომლებიც მოთავსებულია განაპირა (შორს და ახლოს მდებარე) დგარებს შორის. საანგარიშო საცირკულაციო წნევის დანარჩენი ნაწილი კი უნდა დაიხარჯოს თბურ პუნქტსა და აბლომდებარე დგარს შორის მონაკვეთებზე. ამ შემთხვევაში საცირკულაციო წნევის ეპიურა მიიღებს 6. 68 ნახაზზე წყვეტილწერტილოვანი ხაზით წარმოდგენილ სახეს. შორს მდებარე დგარში წნევის დანაკარგები განისაზღვრება მისი წინაღობის მახასიათებლის მიხედვით, თუ წინასწარ ცნობილია წყლის ხარჯი, რომელიც განისაზღვრება: (6. 85) ფორმულით, როდესაც წყლის ტემპერატურული ვარდნილი დგარში განსხვავდება გათბობის სისტემის საანგარიშო ტემპერატურული ვარდნილისაგან არაუმეტეს 7°-ით.

მაგალითი 6. 11. განვსაზღვროთ მე-2 დგარის (ნახ. 6. 72) წინაღობის მახასიათებელი და წნევის დანაკარგები ამ დგარში 6.5 მაგალითის მონაცემების მიხედვით.

დავუშვათ, რომ ამ დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი განსხვავდება საანგარიშო ტემპერატურული ვარდნილისაგან ($\Delta t = 95 - 70 = 25^\circ$) 3°-ით, მაშინ (6. 86) ფორმულის თანახმად წყლის ხარჯი დგარში შეადგენს

$$G_{დგ} = \frac{4500 \cdot 3600 \cdot 1,1 \cdot 1,05}{4,87(25 + 3)} = 160 \text{ კგ/სთ.}$$

როგორც 6. 72 ნახაზიდან ჩანს, დგარი შედგება მიმდევრობითი შეერთებული სამი უბნისაგან (3, 5, 7) და ხელსაწყოს ორი კვანძისაგან (I და II სართულზე).

(6. 133) ფორმულის თანახმად წინაღობის კუთრი მახასიათებელი იქნება

$$S_{დგ} = 80 : 160^2 = 31 \cdot 10^{-4} \text{ კა/მ}^2 \text{ (კგ/სთ)}^2.$$

მე-3 უბნის წინაღობის მახასიათებელი, რომლის სიგრძეა $l = 14$ მ, ხოლო ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების ჯამი $\Sigma \xi = 14,3$ (აქ შედის აგრეთვე მესამე სართულის სათბობი ხელსაწყოს კვანძი სამსვლიანი ონკანით), გამოითვლება (6. 92) ფორმულით

$$S_{დგ} = 10,6(2,5 \cdot 14 + 14,3) \cdot 10^{-4} = 537 \cdot 10^{-4} \text{ კა/}^2 \text{ (კგ/სთ)}^2.$$

მეორე სართულის სათბობი ხელსაწყოს კვანძის წინაღობის მახასიათებლის გამოსათვლელად საჭიროა გამოვთვალოთ პარალელურად შეერთებული ხელსაწყოს (მიმყვანებით) და ჩამკეტი უბნის (ზღუდარის)

წინალობის მახასიათებელი და გამტარობა. ესარგებლობთ (6.92') და (6.100) ფორმულებით, მაშინ

$$S_{\text{ბელ}}'' = 10,6 (2,6 \cdot 2 + 13,55) \cdot 10^{-4} = 198,8 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_{\text{ბელ}}'' = 100 : \sqrt{198,8} = 7,1;$$

$$S_{\text{ბელ}}'' = 10,6 (2,6 \cdot 0,5 + 2,3) \cdot 10^{-4} = 38,2 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_{\text{ბელ}}'' = 100 : \sqrt{38,2} = 16,2.$$

კვანძის წინალობის მახასიათებელი (6.100) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$S_{\text{კვ}}'' = 1 : (7,1 + 16,2)^2 = 18,4 \cdot 10^{-4}.$$

მეორე სართულს სათბობ ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტი (6.126) ფორმულით იქნება

$$\alpha_{\text{ბელ}}'' = 7,1 : (7,1 + 16,2) = 0,3.$$

როგორც ჩანს, წყლის შედინების კოეფიციენტი, ამ შემთხვევაში, გამოვიდა ნაკლები. ვიდრე 6.5 მაგალითის დროს, რაც აიხსნება იმიტომ ჩვენს მაგალითში მხედველობაში არ მივიღეთ მცირე რგოლში ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე, რომელიც ზრდის ხელსაწყოში წყლის შედინებას.

ზემო გაანგარიშების ანალოგიურად ესაზღვრავთ წინალობის მახასიათებლებს მე-5 და მე-7 უბნებზე და 1 სართულის კიანძისათვის.

$$S_6 = 10,6 (2,6 \cdot 3 + 0,8) \cdot 10^{-4} = 91,2 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\text{ბელ}}^I = 10,6 (2,6 \cdot 1 + 8,5) \cdot 10^{-4} = 117,7 \cdot 10^{-4}; S_{\text{ბელ}} = 9,22;$$

$$S_{\text{ბელ}}^I = 10,6 (2,6 \cdot 0,5 + 7,4) \cdot 10^{-4} = 92,2 \cdot 10^{-4}; S_{\text{ბელ}} = 10,4;$$

$$S_{\text{კვ}}^I = 1 : (9,22 + 10,4)^2 = 26 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\text{ბელ}}^I = 9,22 : (9,22 + 10,4) = 0,47;$$

$$S_7 = 10,6 (2,6 \cdot 6,5 + 6,4) \cdot 10^{-4} = 247 \cdot 10^{-4}.$$

ამრიგად, ღვარის წინალობის მახასიათებელი (6.98) ფორმულის მიხედვით იქნება

$S_{\text{ღვ}} = (537,4 + 13,4 + 91,2 + 26 + 247) \cdot 10^{-4} = 920 \cdot 10^{-4} \text{ კა} / (\text{კვ} / \text{სთ})^2.$
ღვარის გამტარობა: კ

$$\sigma = 100 : \sqrt{920} = 3,3 \text{ კგ/სთ კა}^{0,5}.$$

დგარში წნევის დანაკარგებს გამოვითვლით (6.91) ფორმულით

$$\Delta P_{\text{ღ}} = 920 \cdot 10^{-4} \cdot 160^3 = 2355 \text{ პა.}$$

თუ ამ გაანგარიშებას შევადარებთ 6.5 მაგალითს, დავინახავთ, რომ წნევის დანაკარგები შემცირდა (6.5 მაგალითში $\Delta P_{\text{ღ}} = 3161$ პა), რაც ძირითადად გამოწვეულია დგარში წყლის ხარჯის შემცირებით.

ამავე მაგალითიდან ჩანს, რომ ჩამკეტი უბნის გადაადგილება ხელსაწყოთა მნიშვნელოვნად ზრდის ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტის სიდიდეს. იზრდება აგრეთვე ხელსაწყოთა კვანძის ჰიდრაული წინააღმდეგობა.

თბური პუნქტიდან ყველაზე შორს მდებარე დგარის გაანგარიშების შემდეგ გადავდვივართ მის წინ მდებარე დგარის გაანგარიშებაზე. წნევის დანაკარგები ამ დგარში აიღება შორს მდებარე დგარში წნევის დანაკარგების ტოლად. თუ ვიცით $\Delta P_{\text{ღ}}$, ვირჩევთ მის დიამეტრს, ვითვლით წინაღობის მახასიათებელს და ვსაზღვრავთ დგარში წყლის ხარჯს და წყლის ტემპერატურულ ვარდნილს. შორს მდებარე და მის წინ მდებარე დგარებში წყლის ხარჯების შეკრებით ვღებულობთ მაგისტრალის იმ უბნებში წყლის ხარჯს, რომელიც კვებავს განხილულ დგარებს (უბანი 5—6 და 5'—6', ნახ. 6. 67, ა). ამ ხარჯის მიხედვით კი ვირჩევთ უბნის დიამეტრს და ამ უბანზე წნევის დანაკარგებს.

მაგალითი 6.12. წინა მაგალითის მონაცემების მიხედვით განვსაზღვროთ 1-ლი დგარის წინაღობის მახასიათებელი და წყლის ხარჯი ამ დგარში (ნახ. 6.72).

დგარის საჭირო წინაღობის მახასიათებლის სიდიდე (6. 91) ფორმულის თანახმად, როდესაც $\Delta P_{\text{ღ}} = 2355$ პა, ხოლო წყლის ხარჯი $500 - 160 = 340$ კგ/თ (იხ. 6. 5 მაგალითი), შეადგენს

$$S'_{\text{ღ}} = 2355 : 340^2 = 204 \cdot 10^{-4} \text{ პა/(კგ სთ)}^2.$$

ვიღებთ დგარის დიამეტრს $d = 20$ მმ, ხოლო ხელსაწყოთა კვანძის დიამეტრს 15 მმ (იხ. მაგალითი 6.6.).

ახლა განვსაზღვროთ დგარის ფაქტიური წინაღობის მახასიათებელი. როგორც 6.72 ნახაზიდან ჩანს, 1-ლი დგარის მე-2 სართულის კვანძი შედგება სამი პარალელურად შეერთებული უბნისაგან. ესენია: მარჯვენა და მარცხენა სათბობი ხელსაწყოები მიმყვანებით და ჩამკეტი უბანი (ზღუდარი). განვსაზღვროთ ამ კვანძის წინაღობის მახასიათებელი:

$$S_{\text{ხელ. მარჯ.}} = 10,6(2,6 \cdot 4 + 14,9) \cdot 10^{-4} = 268,2 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\text{ხელ. მარც.}} = 6,1;$$

$$S_{\text{ხელ. მარჯ.}} = 10,6(2,6 \cdot 2 + 18,4) \cdot 10^{-4} = 250,2 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\text{ხელ. მარჯ.}} = 6,3;$$

$$S_{\Sigma L} = 10,6(2,6 \cdot 0,5 + 1,5) \cdot 10^{-4} + 3,19 \cdot 4,5 \cdot 10^{-4} = 44 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_{\Sigma L} = 15,1;$$

კვანძის ჯამური გამტარობა ტოლია

$$\sigma_{\Sigma} = 6,1 + 6,3 + 15,1 = 27,5.$$

ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტები იქნება:

$$\sigma_{\text{ხელ.მარცხ}} = 6,1 : 27,5 = 0,22;$$

$$\sigma_{\text{ხელ.მარჯ}} = 6,3 : 27,5 = 0,23.$$

კვანძის წინაღობის მახასიათებელი კი იქნება

$$S_{\Sigma} = 1 : 27,5^2 = 13,2 \cdot 10^{-2}.$$

დგარის დანარჩენი კვანძების და უბნების გაანგარიშება შეტანილია ცხრილში (იხ. ცხრილი 6.20).

1 დგარის წინაღობის მახასიათებლის გაანგარიშება ($Q_{\Sigma} = 6000$ კტ)

ცხრილი 6. 20

უბანი	l, მ	d _შ , მ	$\frac{\lambda}{d}$, მ ⁻¹	$\lambda \frac{l}{d}$	Σξ	$\frac{\Delta \cdot 10^4}{\lambda}$, კვ/სთ) ²	$\frac{S \cdot 10^4}{\lambda}$, კვ/სთ) ²
12	4	20	1,7	6,8	2,45	3,19	29,5
კვანძი III	—	15	2,6	—	—	10,6	69,45
13	2,5	20	1,7	4,25	—	3,19	13,55
კვანძი II	—	15	2,6	—	—	10,6	13,2
14	2,5	20	1,7	4,25	—	3,19	13,55
კვანძი I	—	15	2,6	—	—	10,6	32,3
15	0,5	20	1,7	0,85	1,68	3,19	8,1

$$\Sigma \xi = 179,65 \cdot 10^{-4}$$

როგორც გაანგარიშებიდან ჩანს, დგარის ფაქტიური წინაღობის მახასიათებელი აღმოჩნდა საჭირო წინაღობს მახასიათებელზე ნაკლები ($179,65 \cdot 10^{-4} < 204 \cdot 10^{-4}$), რაც, რა თქმა უნდა, გავლენას მოახდენს დგარში წყლის ხარჯზე. წყლის ნამდვილ ხარჯს მოვძებნით დგარის გამტარობას მიხედვით

$$\sigma_{\Sigma} = 100 : \sqrt{179,65} = 7,46,$$

მაშინ

$$G_{\Sigma} = \sigma_{\Sigma} \sqrt{\Delta P_{\Sigma}} = 7,4 \sqrt{2355} = 362 \text{ კვ/სთ.}$$

დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი (6.86) ფორმულის თანახმად ტოლია

$$\Delta t_{\text{ღ}} = \frac{8000 \cdot 3600 \cdot 1,1 \cdot 1,06}{4187 \cdot 362} = 22,2^{\circ}\text{C},$$

ე. ი. დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი განსხვავდება სისტემის საანგარიშო ტემპერატურული ვარდნილისაგან $25 - 22,2 = 2,8^{\circ}$ -ით, რაც არ აღემატება ნორმატულ სიდიდეს (7°C -ს).

მაგალითი 6. 13. ზემოთ განხილული მაგალითების მონაცემების მიხედვით განვსაზღვროთ 6.72 ნახაზზე გამოსახული გათბობის სისტემის მაგისტრალების 2 და 8 უბნების დიამეტრები და წნევის დანაკარგები ამ უბნებზე.

გაანგარიშების თანახმად წყლის საერთო ხარჯი ტოლია

$$G = 160 + 362 = 522 \text{ კგ/სთ.}$$

წინააღობის კუთრი მახასიათებელი, როდესაც $R_{\text{საგ}} = 80$ პა/მ (6.133) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$\Delta p_{\text{კუთ}} = 80 : 522^2 = 2,9 \cdot 10^{-4} \frac{\text{პა}}{\text{მ}(\text{კგ/სთ})^2}.$$

შესაბამისად, 6.11 ცხრილიდან ვპოულობთ მაგისტრალის დიამეტრს 25 მმ. 2 და 8 უბნის წინააღობის მახასიათებლები გამოითვლება (6.92) ფორმულით

$$\Delta p_2 = 1,23 (1,25 \cdot 5 + 11,6) \cdot 10^{-4} = 21,95 \cdot 10^{-4} \text{ პა/}(კგ/სთ)^2;$$

$$\Delta p_8 = 1,23 (1,25 \cdot 9 + 10,3) \cdot 10^{-4} = 26,5 \cdot 10^{-4} \text{ პა/}(კგ/სთ)^2.$$

ამ გამოსახულებებში ადგილობრივი წინააღობების კოეფიციენტები აღებულია 6.13 ცხრილიდან.

წნევის საერთო დანაკარგები 2 და 8 უბნებზე შეადგენს

$$\Delta P_{2,8} = (21,95 + 26,5) \cdot 10^{-4} \cdot 522^2 = 1320 \text{ პა.}$$

განვიხილოთ მე-5 დგარი (ნახ. 6.67, ა), რომელიც ბოლოდან რიკით მესამეა. ამ დგარისათვის არსებული წნევითა სხვაობა იქნება ტოლი ზემოთ განხილული ორი დგარიდან ერთ-ერთში წნევის დანაკარგებს დამატებული 5—6 და 5'—6' უბნებზე წნევის დანაკარგები. ამ წნევითა სხვაობის და წინააღობის მახასიათებლების მიხედვით ვსაზღვრავთ დგარში წყლის ხარჯს და ტემპერატურათა სხვაობას. ასეთი მიმდევრობით ვსაზღვრავთ სისტემის ყველა დგარში წყლის ხარჯს და ტემპერატურათა სხვაობას. საბოლოოდ ვიგებთ წყლის ხარჯს და წნევის დანაკარგებს

სისტემის მარჯვენა მხარეში $G_{\text{მარჯ}}$ და $\Delta P_{\text{მარჯ}}$. $\Delta P_{\text{მარჯ}}$ სიდიდის მიხედვით ვსაზღვრავთ სისტემის მარცხენა ნაწილში წყლის ხარჯს

$$G_{\text{მარჯ}} = G_{\text{მარჯ}} \Delta P_{\text{მარჯ}}^{\text{წინ}} \quad (6.134)$$

სადაც $G_{\text{მარჯ}}$ არის სისტემის მარცხენა ნაწილის გამტარობა და გამოითვლება (6.95) ფორმულით, მარცხენა ნაწილი მოთავსებული კვანძების და უბნების წინაღობის მახასიათებლების შეჯამების საფუძველზე.

თუ გვეცოდინება წყლის ხარჯები სისტემის მარჯვენა და მარცხენა ნაწილებში, ვსაზღვრავთ წყლის ჯამურ ხარჯს მთელ სისტემაში

$$G'_{\text{სისტ}} = G_{\text{მარჯ}} + G_{\text{მარცხ}} \quad (6.135)$$

წყლის საერთო ხარჯის მიხედვით ვსაზღვრავთ წნევის დანაკარგებს სისტემის ცალკეულ მაგისტრალების საერთო უბნებზე. ასეთი უბნები კი ორია — თბური პუნქტიდან მანაწილებელ მაგისტრალამდე და პირიქით უკუმაგისტრალიდან თბურ პუნქტამდე (1 და 9 უბანი, ნახ. 6.72). შესაბამისად სისტემაში წნევის საერთო დანაკარგები იქნება

$$\Delta P_{\text{სისტ}} = \Delta P_{\text{მარჯ}} + \Delta P_{\text{საერთო}} \quad (6.136)$$

მიღებულ სიდიდეებს ვადარებთ $G_{\text{სისტ}}$ და $\Delta P_{\text{სააფგ}}$ საწყის მონაცემებს. თუ მათ შორის სხვაობა არ აღემატება 5—10%-ს, პირობები კარგად შეესაბამება ვთვლით დამთავრებულად და (6.16) ფორმულით ვსაზღვრავთ ტუმბოს მიერ განვითარებულ წნევას. ამის შემდეგ საჭიროა მხოლოდ სისტემის მარცხენა ნაწილში წყლის ($G_{\text{მარჯ}}$) განაწილება. წყლის განაწილებას კი ვაწარმოებთ დგარებში წყლის შეღების შესაბამისი კოეფიციენტების მიხედვით, რომლებიც გამოითვლება (6.126) ან (6.127) ფორმულით.

თუ განსხვავება საანგარიშო საცირკულაციო წნევასა და სისტემაში წნევის დანაკარგებს შორის დიდია და საჭიროა მათი გათანაბრება, მაშინ ამ წნევათა თანაფარდობის მიხედვით შეიცვლება ს-სტემაში წყლის ხარჯი

$$G_{\text{საანგ}} = G'_{\text{სისტ}} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{საანგ}}}{\Delta P_{\text{საერთო}}}} \quad (6.137)$$

სისტემაში წყლის ხარჯი არ იქნება ტოლი მისი საწყისი მნიშვნელობისა, ამიტომ შეიცვლება გაცეხებული წყლის ტემპერატურაც და იგი მისი საანგარიშო მნიშვნელობისაგან (70°)-გან განსხვავებული იქნება.

სისტემაში წყლის საერთო ხარჯის ცვლილება გამოიწვევს აგრეთვე მის ცალკეულ უბნებში ხარჯის ცვლილებას. ამ დროს შემასწორებელი კოეფიციენტის მნიშვნელობა იქნება

$$k = \frac{G_{\text{საანგ}}}{G'_{\text{სისტ}}} \quad (6.138)$$

ამ კოეფიციენტის საშუალებით საჭიროა განისაზღვროს სისტემის ყველა უბანზე წყლის ნამდვილი ხარჯი და შესწორდეს წყლის ტემპერატურული ვარდნილები სისტემის ცალკეულ დგარებში.

თუ გვინდა, რომ შევინარჩუნოთ წყლის საწყისი საანგარიშო $G_{სისტ}$ ხარჯი, მაშინ სისტემის ყველა უბანზე ხარჯი შეიცვლება კოეფიციენტის

$$k_G = \frac{G_{სისტ}}{G'_{სისტ}} \quad (6.139)$$

პროპორციულად. ხოლო წნევის ნამდვილი დანაკარგები $\Delta P_{სისტ}$ სისტემაში, რომელიც შეესაბამება წყლის $G_{სისტ}$ ხარჯს, იქნება

$$\Delta P_{სისტ} = k_G^2 \Delta P_{სისტ} \quad (6.140)$$

(6.140) ფორმულით გამოთვლილი წნევის კარგები განსხვავებული იქნება $\Delta P_{საანგ}$ საანგარიშო საცირკულაციო წნევისაგან. ამიტომ ამ შემთხვევაშიც საჭირო იქნება დგარებში წყლის ტემპერატურული სტაბილურობის შესწორება.

მაგალითი 6.14. განვსაზღვროთ წყლის ნამდვილი ხარჯები, დგარებში ტემპერატურული ვარდნილები და გაცივებული წყლის ტემპერატურა (უბნები 2—8. ნახ. 6.72), თუ წყლის საწყისი ხარჯი $G_{სისტ} = 500$ კგ/სთ და საცირკულაციო წნევა $\Delta P_{საანგ} = 4412$ პა (იხ. მაგალითი 6.5). 6.11—6.13 მაგალითების განხილვისას მივიღეთ, რომ $G'_{სისტ} = 552$ კგ/სთ. $\Delta P'_{საანგ} = 2355 + 1320 = 3675$ პა.

განვიხილოთ I ვარიანტი, როდესაც საჭიროა წნევის დანაკარგების გათანაბრება საანგარიშო საცირკულაციო წნევასთან. მაშინ წყლის ნამდვილი ხარჯი (6.137) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$G_{საანგ} = 522 \sqrt{4412 : 3675} = 572 \text{ კგ/სთ.}$$

(6.138) ფორმულის მიხედვით ხარჯის გადასაანგარიშებელი კოეფიციენტი ტოლია

$$k = 572 : 522 = 1,096.$$

ახლა კი განვიხილოთ II ვარიანტი, როდესაც საჭიროა, რომ წყლის საერთო ხარჯი ეთანადებოდეს წყლის საწყის ხარჯს (500 კგ/სთ). (6.139) ფორმულის თანახმად

$$k_G = 500 : 522 = 0,958,$$

მაშინ (6.140) ფორმულის თანახმად წნევის დანაკარგები იქნება

$$\Delta P_{სისტ} = 0,958^2 \cdot 3675 = 3373 \text{ პა.}$$

მნიშვნელობები	გაანგარიშების კარიანტა		
	ძირითადი	I	II
წნევის საერთო დანაკარგები, პა	3675	4412	3373
წყლის საერთო ხარჯი, კგ/სთ	522	572	500
წყლის ხარჯი დგარში: კგ/სთ			
1	362	397	347
2	160	175	153
წყლის ტემპერატურული ვარდნილი დგარში: °C			
1	22,2	20,2	23 1
2	28,2	25,8	29 5
გაცივებული წყლის საერთო ტემპერატურა, °C	71	73,1	7,

როგორც გაანგარიშებიდან ჩანს, წნევის დანაკარგების გაზრდით (I ვარიანტი) მცირდება დგარებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილები. ეს კი იწვევს სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობის შეზღუდვას. გაცივებული წყლის ხარჯი და ტემპერატურა კი გამოდის საანგარიშოზე მეტი. იმისათვის, რომ შევინარჩუნოთ გაცივებული წყლის ტემპერატურა 70°-ის ტოლი (II ვარიანტი), საჭიროა სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობის გაზრდა, რადგანაც ამ დროს დიდი გამოდის დგარებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილები.

ახლა განვიხილოთ მაგისტრალებში წყლის თანამგზავრული მოსარაობის მქონე სისტემების ჰიდრაულიკური გაანგარიშების თავისებურებანი. ასეთი სისტემების გაანგარიშებას ვიწყებთ თბური პუნქტიდან ყველაზე უფრო შორს ან ყველაზე ახლოს მდებარე დგარის გაანგარიშებით. მაგალითად, თუ გაანგარიშებას ვიწყებთ ახლოს მდებარე დგარიდან (დგარი 1, ნახ. 6.67, ბ), საჭიროა დგარის თბური დატვირთვის მიხედვით განვსაზღვროთ მასში წყლის ხარჯი, შევარჩიოთ დიამეტრი და წნევის კარგვა დგარში. ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ წნევის კარგვას უკუმაგისტრალის 1'—2' და მიმწოდებელი მაგისტრალის 1—2 უბნებზე. ამასთანავე, 1—2 უბანზე წყლის ხარჯი მიიღება A —1 უბანზე საერთო ხარჯის და 1 დგარში ხარჯის სხვაობის ტოლი.

მე-2 დგარისათვის არსებული წიკვათა სხვაობა მიიღება 1 დგარში და 1'—2' უბანზე წნევის დანაკარგების ჯამს გამოკლებული წნევის დანაკარგები მიმწოდებელი მაგისტალის 1—2 უბანზე. განვსაზღვრავთ რა დგარში წყლის ხარჯს და ტემპერატურულ ვარდნილს, გადავდივართ 2—3 და 2'—3' უბნების გაანგარიშებაზე და ასეთი მიმდევრობით გაანგარიშებას ვაწარმოებთ სისტემის ყველა დგარისა და უბნისათვის.

წნევის საერთო დანაკარგები სისტემაში ტოლია ყველა მიმდევრობით შეერთებულ უბნებზე და ერთ-ერთ დგარში წნევის დანაკარგების ჯამისა. ამ უბნებში გაითვალისწინება ავრეთვე სისტემის საერთო საწყობი უბნებიც (A—1 და 7'—5, ნახ. 6.67,ბ).

§ 6. 21. უნიფიცირებული ელემენტებიანი ერთფილწიანი სისტემის კორაქციური გაანგარიშება

მასიური მშენებლობის პირობებში გათბობის სისტემები მიზანშეწონილია მოეწყოს ინდუსტრიული წესით დამზადებული უნიფიცირებული ელემენტებისაგან. უნიფიცირებული ელემენტების გამოყენება ზრდის შრომის ნაყოფიერებას როგორც დამამზადებელი, ასევე სამონტაჟო სამუშაოების წარმოების დროს. გარდა ამისა, უნიფიცირებული ელემენტების გამოყენებისას სისტემის გაანგარიშება შედარებით ადვილია, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს დაპროექტების დროს.

საცნობარო ლიტერატურაში ცხრილების სახით მოცემულია გათბობის სისტემის სხვადასხვა ელემენტის წინალობის მახასიათებლის სიდიდეები. ასე. მაგალითად, 6.22 ცხრილში წარმოდგენილია უნიფიცირებული კვანძებისაგან შედგენილი დგარის წინალობის მახასიათებლის სიდიდეები. თუ ჩვენ მიერ კონსტრუირებული სისტემის მილის სიგრძეები იქნება განსხვავებული 6.22 ცხრილში ნაჩვენები სიგრძეებისაგან (კვანძები 1—5), საჭიროა წინალობის მახასიათებელში შევიტანოთ შესწორება ამ ცხრილის მე-6 კვანძის მიხედვით.

შემომკლებუბნებიანი გამდინარე-რეგულირებადო ხელსაწყოს კვანძების წინალობის მახასიათებლები გამოითვლება ფორმულით

$$S_{\text{კვ}} = S_{\text{კვ0}} + S_{\text{ხელ}} \cdot I_{\text{ხელ}} \quad (6.141)$$

სადაც $S_{\text{კვ0}}$ არის ხელსაწყოსთან მიმყვანი მილების წინალობის მახასიათებელი (გადაადგილებული შემომკლები უბნების დროს);

$I_{\text{ხელ}}$ — 1 მ სიგრძის ხელსაწყოს წინალობის მახასიათებელი, ბა/(კგ/სთ) ²;

$I_{\text{ხელ}}$ — ხელსაწყოს სიგრძე, მ-ობით.

$S_{\text{კვ0}}$ და $S_{\text{ხელ}}$ სიდიდეები აიღება 6.23 ცხრილიდან.

ერთმომლოვანი სისტემის ღვარის კვანძების წინააღმდეგობის მახასიათებლები

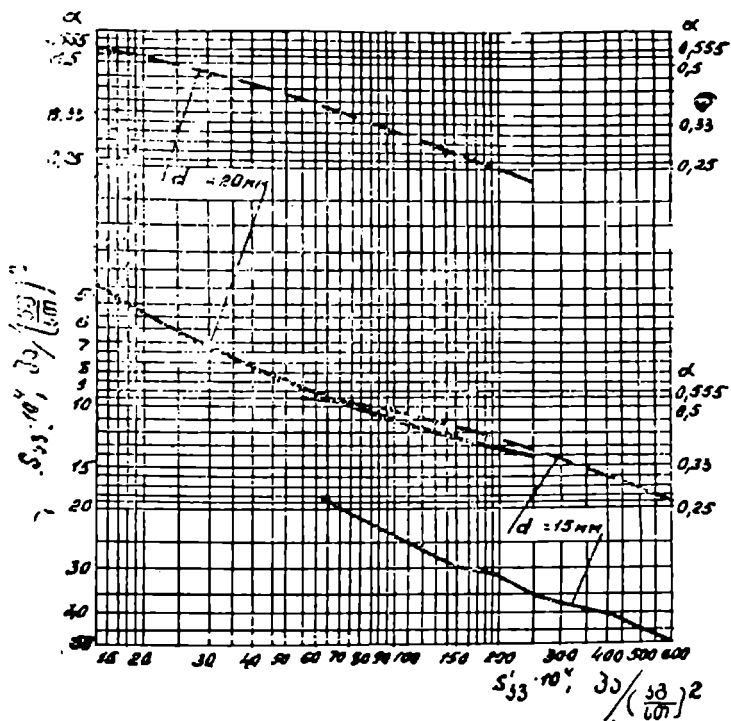
კვანძის №	კვანძი	კვანძის ესკიზი	მოსალოტ- ბის სიღრმე	$\frac{R_{კვ}}{A} \cdot 10^4$ პ./კვ.სმ ²
1	შიერთება მიმწოდებელ მაგისტრალთან ვენტრილით ან გასასვლელი ონკანით (ს _{კვ} ფრჩხილებში)		15	26.5 (133)
			20	57 (30)
			25	20 (11)
2	შიერთება უკუმაგისტრალთან ვენტრილით ან გასასვლელი ონკანით (ს _{კვ} ფრჩხილებში)		15	229 (96)
			20	46 (19)
			25	16 (6.7)
3	სართულღვარი ხელსაწყოთა ცალმხრივი შიერთებით		15	113
			20	23
			25	8
4	სართულღვარი ხელსაწყოების ორმხრივი შიერთებით		15	97
			20	21
			25, 20	12
			25	7
5	II-სებრი ღვარის ზემო სართულის მიყვანები		15	56
			20	12
			25	4
6	1 მ სიგრძის სწორი მილი (№ 1-5 კვანძების დამატება)		15	27.6
			20	5.42
			25	1.53

შენიშვნა: ესკიზებზე მუქი ხაზებით ნაჩვენებია ელემენტები, რომელთა წინააღმდეგობა უდრის ს_{კვ} სიდიდეს.

ვაიხობის ერომლორეანე სისტემის ბელსაწყოს კვანძების წინაღობის მახასიათებლები

საიხობი ბელსაწყოს	იმედიანის დაღეტი, კვ	კვანძის ელემენტი	კვანძის ელემენტის წინაღობის მახასიათებელი, გ. 10. 3. (კვ.სი) ²									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	
კონსტრუქტი — 15-ნი და პარაგრაფი—15"	15	ს _{ხელ}	55	110	110	36	36	14.5	110	14.5	14.5	14.5
		ს _{მომ}	71	146	146	83	83	82	146	82	146	83
		ს _{მომგ}	99	164	164	100	100	100	164	100	164	81
კონსტრუქტი—20-ნი და პარაგრაფი—20" და აკორდა"	20	ს _{ხელ}	138	198	203	125	125	96	203	96	203	77
		ს _{მომ}	156	220	220	152	152	114	220	114	220	95
		ს _{მომგ}	11	11	22	22	7.3	7.3	29	22	29	22
წიბოფანი და ბლუვი მილები	15	ს _{ხელ}	17	30	30	19	19	21	30	21	30	14
		ს _{მომ}	21	34	34	23	23	25	34	25	34	19
		ს _{მომგ}	29	42	42	25	25	25	42	25	42	20
წიბოფანი და ბლუვი მილები	15	ს _{ხელ}	34	47	47	29	29	30	47	30	47	25
		ს _{მომ}	28	0	0	28	0	0	0	0	0	—
		ს _{მომგ}	93	168	168	105	105	104	168	105	168	—
წიბოფანი და ბლუვი მილები	15	ს _{ხელ}	121	185	185	122	122	122	185	122	185	—
		ს _{მომ}	160	225	225	146	146	118	225	146	225	—
		ს _{მომგ}	177	242	242	173	173	135	242	173	242	—
წიბოფანი და ბლუვი მილები	20	ს _{ხელ}	5.4	0	0	5.4	0	0	0	0	0	—
		ს _{მომ}	23	36	36	25	25	27	36	25	36	—
		ს _{მომგ}	28	41	41	30	30	32	41	30	41	—
წიბოფანი და ბლუვი მილები	20	ს _{ხელ}	36	49	49	31	31	31	49	31	49	—
		ს _{მომ}	40	53	53	36	36	36	53	36	53	—
		ს _{მომგ}	40	40	40	36	36	36	40	36	40	—

მნიშვნელობა ნაჩვენებია მრეკავების წინაღობის მახასიათებლები იტალიურ-ბერძნულში, ხოლო მნიშვნელობა — იტალიურში.



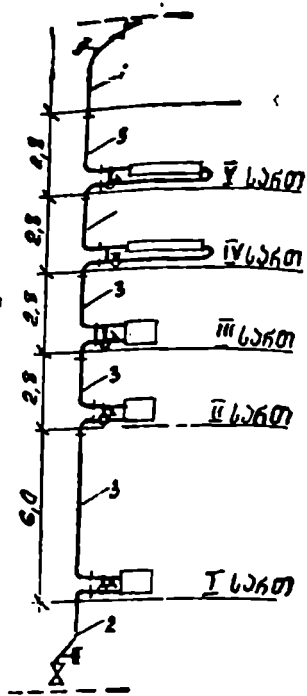
ნახ. 6.75.

გადაადგილებული ჩამკეტუნებიანი (ზღუდარებიანი) ხელსაწყოს კვანძების წინალობის $S'_{კვ}$ მახასიათებლები აიღება გრაფიკიდან (ნახ. 6.75). $S'_{კვ}$ სივლიდის მიხედვით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$S'_{კვ} = S'_{აიხვ} + S'_{აელ} I_{ხელ} \quad (6.142)$$

სადაც $S'_{აელ}$ არის ხელსაწყოსთან მიძეყანი მილების წინალობის მახასიათებლები გადაადგილებული ჩამკეტი უბნების დროს (ცხრილი 6.23). გრაფიკიდან (ნახ. 6.75) აიღება აგრეთვე ხელსაწყოში წყლის შეღინების α კოეფიციენტების მნიშვნელობები.

მაგალითი 6.15. განვსაზღვროთ $d_{კიკ} = 15$ მმ, დიამეტრის დგარის წინალობის (ნახ. 6.76) მახასიათებელი და გამტარობა, თუ დგარის I—III სართულებზე მიერთებულია M—140—AO ტიპის თუჯის რადიატორები გამდინარე-რეგულირებადი (გადაადგილებული შემომკვლები უბნებით) სქემით, ხოლო IV—V სართულებზე მიერთებულია 15R1H



ნახ. 6.76.

ტიპის პლინტუსური კონვექტორები № 1 სქემით (იხ. ცხრ. 7. 1) კონვექტორების მიღების სიგრძეა 5500 მმ. IV სართულის ხელსაწყოს მიმყვანებთან მოწყობილია ჩამკეტი, ხოლო V სართულის ხელსაწყოს მიმყვანებთან — შემომვლები უბნები. მიმყვანები შესრულებულია იხვკისრებით. დგარზე დაყენებულია გასასვლელი ონკანები.

6. 22. ცხრილიდან ვპოულობთ მილების კვანძების წინაღობის მახასიათებლებს, რომლებიც შესაბამისად ტოლია № 1 კვანძისათვის — $S_1 = 133 \times 10^{-4}$ პა/(კგ/სთ)², № 2 კვანძისათვის — $S_2 = 96 \cdot 10^{-4}$; № 3 კვანძისათვის — $S_3 = 113 \cdot 10^{-4}$ (მიღების კვანძების ნომრები ნაჩვენებია ნახაზზე).

(6.141) ფორმულის საშუალებით ვსაზღვრავთ V სართულზე განლაგებული ხელსაწყოს (კონვექტორი) კვანძის წინაღობის მახასიათებელს

$$S_{კვ} = S_{მიმყ} + S_{ხელ} \cdot l_{ხელ} (99 + 55 \cdot 5,5) \times 10^{-4} = 402 \cdot 10^{-4} \text{ პა (კგ/სთ)}^2$$

IV სართულზე განლაგებული კონვექტორის კვანძის წინაღობის მახასიათებელს ვითვლით (6. 142) ფორმულის საშუალებით

$$S'_{კვ} = S'_{მიმყ} + S_{ხელ} \cdot l_{ხელ} = (156 + 55 \cdot 5,5) \cdot 10^{-4} = 459 \cdot 10^{-4} \text{ პა (კგ/სთ)}^2$$

$S_{მიმყ}$, $S_{ხელ}$, $S'_{მიმყ}$ მნიშვნელობები აღებულია 6.23 ცხრილიდან. გრაფიკიდან (ნახაზი 6.75) $S'_{კვ} = 459 \cdot 10^{-4}$ ის მიხედვით ვპოულობთ $S_{კვ} = 42 \cdot 10^{-4}$ პა/(კგ/სთ)².

ენიდან 6.23 ცხრილში წარმოდგენილია მხოლოდ რამდენიმე ტიპის კონვექტორი და წიბოვანი მილები, ამიტომ ხელსაწყოს კვანძებისათვის თუჯის ან ფოლადის რადიატორებით, აგრეთვე „კომფორტი-20“ ტიპის კონვექტორებით წინაღობის მახასიათებელი გამოითვლება (6.141) ფორმულით, რომელშიც სათბობი ხელსაწყოს ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების საშუალო მნიშვნელობები აღება 6.1 ცხრილის მიხედვით.

აუ რადიატორის მიმყვანების საერთო სიგრძე ტოლია $0,37 \times 2 = 0,74$ მ ($d_{\text{მიყ}} = 15$ მმ), მაშინ

$$S_{\Sigma} = 10,6 (2,6 \cdot 0,74 + 0,8 \cdot 2 + 0,7 + 1,3 + 3,5) \cdot 10^{-4} = 95,4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{პა}}{(\text{კგ/სთ})^2}$$

აქ 2,6 არის $d = 15$ მმ დიამეტრის ხახუნის დაყვანილი კოეფიციენტი (ცხრილი 6.1.);

0,8 — იბეკისურას ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი (ცხრილი 6.7);

0,7 — გასასვლელი სამკაპის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი. როდესაც $\bar{G} = 1$ (აღებულია საცნობარო ლიტერატურიდან);

1,3 — M-140-AO ტიპის თუჯის რადიატორის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი (ცხრილი 6.1);

3,5 — სამსვლელი ონკანის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი (ცხრილი 6.7);

ღვარის წინაღობის მასასიათებელი (6.98) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$S_{\Sigma 8} = (133 + 96 + 113 \cdot 5 + 95,4 \cdot 3 + 402 + 42) \cdot 10^{-4} = 1524 \cdot 10^{-4} \text{ პა } (\text{კგ/სთ})^2$$

როგორც 6.76 ნახაზიდან ჩანს, I სართულის სიმაღლე (6 მ) განსვავებულია სხვა სართულების სიმაღლისაგან (2,8 მ), ამიტომ საჭიროა $6 - 2,8 = 3,2$ მ სიგრძის მილსადენის სწორ მონაკვეთზე შესწორების გათვალისწინება 6.22 ცხრილის მე-6 კვანძის მიხედვით, მაშინ

$$S_{\Sigma 9} = (1524 + 3,2 \cdot 27,6) \cdot 10^{-4} = 1612 \cdot 10^{-4} \text{ პა } / (\text{კგ/სთ})^2$$

ღვარის ემპტარობას გამოვითვლით (6.95) ფორმულით

$$\sigma_{\Sigma} = 100 : (1612)^{0,5} = 2,49 \text{ კგ/სთ. პა}^{0,5}$$

მრავალსართულიანი შენობების სათავსებში, სადაც დასაშვებია სათბობი ხელსაწყოთა გადაადგილება ფანჯრის ვერტიკალური ღერძიდან, შესაძლებელია უნიფიცირებული კონსტრუქციის სართულღვარის (სართულღვარი წარმოადგენს ღვარის მონაკვეთს ერთი სართულის ფარგლებში, მასზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოთი) წინაღობის მახასიათებლის წინასწარი გამოთვლა. ამ დროს გამოიყენება ხელსაწყოთა ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების მიხაზობითი მნიშვნელობები (ცხრილი 6.1). ვამდინარე, ვამდინარე-რეგულირებადი და ჩამკეტ-

უბნებიანი ხელსაწყო კვანძებიანი სართულდგარების წინაღობის მახასიათებლების სიდიდეები მოცემულია შესაბამისად 6.24, 6.25 და 6.26 ცხრილებში. ამ ცხრილებში აღებულია 0,37 მ სიგარის სწორი მიმყვანები (იხვეისერას გარეშე); ჩამკეტი და შემომვლები უბნები გადაადგილებულია დგარის ღერძიდან, ხოლო სართულდგარის სიმაღლეა 2,8 მ. წინაღობის მახასიათებლები გამოთვლილია ჩვეულებრივი, „მოსტ“ 3262—75 მილებისათვის.

თუ მიმყვანები გაკეთებულია იხვეისერებით, მაშინ საჭიროა სართულდგარის წინაღობის მახასიათებლების სიდიდეში შევიტანოთ შესწორება (6.92') ფორმულის მიხედვით.

დგარის საერთო წინაღობის მახასიათებელი გამოითვლება ცალკეული სართულდგარების და დგარის მანაწილებელ და უკუმაგისტრალთან მიერთების კვანძების (კვანძი 1—2, ცხრ. 6.22) წინაღობის მახასიათებლების შეჯამებით.

ც ხ რ ი ლ ი 6. 24

გამდინარე, ერთმილოვანი სართულდგარის წინაღობის მახასიათებლები, $h = 2,8$ მ

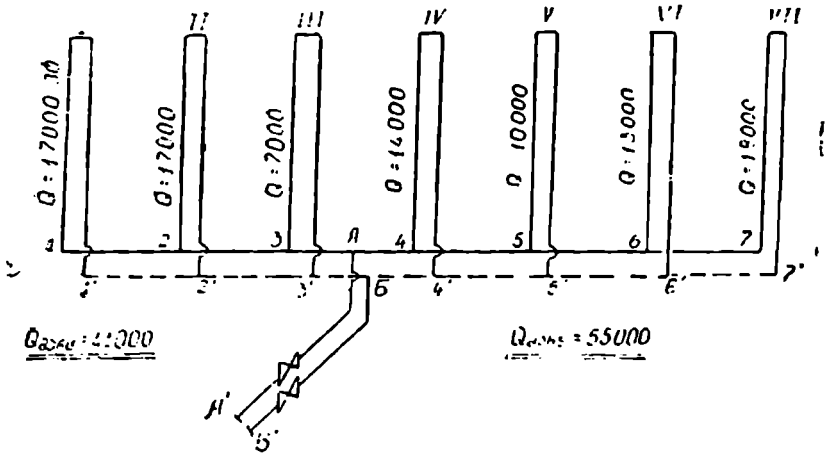
სათბობი ხელსაწყო	ხელსაწყო სამონტაჟო სიმაღლე, მმ	$S \cdot 10^4$ პა/(ც სთ) ² , როდესაც $d_{ცგ} = d_{გყვ}$ ტოლია			
		10×10	15×15	20×20	25×25
თუჯის სექციური	500	366	115	25	7.7
რადიატორი	300	364	120	26	8.1
ფოლადის პანელური რადიატორები:					
PCB	500	342	107	27	12
PCF—1	500	358	124	44	30
PCF—2	500	344	110	30	16
კონვექტორები:					
„აკორდი“ KA	155	362	127	38	23
„აკორდი“ K2A	500	360	135	54	41
„კომფორტი—20“	0	423	140	42	25
„რიტმი“	0	426	143	45	28

გამონარე-რეგულირებადი ერთმილოვანი სართულდგარის წინაღობის მახასიათებლები, $h = 2,8$ მ

სათბობი ხელსაწყო	ხელსაწყო სამონტაჟო სიმაღლე, მმ	$S \cdot 10^4$ პა/(ცგ/სთ) ² , როდესაც ტოლია $d_{ღვ} \cdot d_{ჩაგვ.უბ} \cdot d_{მიფ}$			
		$10 \times 10 \times$ $\times 10$	$15 \times 15 \times$ $\times 15$	$20 \times 20 \times$ $\times 20$	$25 \times 20 \times$ $\times 25/20$
თუჩის სექციური რადიატორი	500	491	159	37	24
ფოლადის პანელური რადიატორები:	300	509	165	38	25
PCB	500	466	152	39	26
PCF-1	500	482	169	36	43
PCF-2	500	469	155	42	29
კონვექტორი „აკორდი“:					
KA	155	506	171	50	36
K2A	500	493	179	66	54

ჩამკეტუნებანი ერთმილოვანი სართულდგარის წინაღობის მახასიათებლები, $h = 2,8$ მ

სათბობი ხელსაწყო	ხელსაწყო სამონტაჟო სიმაღლე, მმ	$S \cdot 10^4$ პა/(ცგ/სთ) ² , როდესაც $d_{ღვ} \times d_{ჩაგვ.უბ} \times d_{მიფ}$ ტოლია					
		$10 \times 10 \times$ $\times 10$	$15 \times 10 \times$ $\times 15$	$15 \times 15 \times$ $\times 15$	$20 \times 15 \times$ $\times 20$	$20 \times 20 \times$ $\times 20$	$25 \times 20 \times$ $\times 25/20$
თუჩის სექციური და ფოლადის პანელური რადიატორები, PCB, PCF-2	500	303	116	105	29	25,5	14,5
ფოლადის პანელური რადიატორი, PCF-1	300	322	122	111	30	26,6	14,8
კონვექტორი „აკორდი“:	500	304	121	107	35	27,2	15,4
KA	155	336	127	116	35	28	15,2
K2A	500	306	122	108	35	27,5	15,7



ნახ. 6.77.

მაგალითი 6.16. ჩაეტაროთ 6.77 ნახაზზე წარმოდგენილი ქვედა განაწილების ერთმილოვანი წყლით სათბობი: ჩიხური სისტემის ჰიდრაულიკური გაანგარიშება. შენობა 9-სართულიანია. სართულის სიმაღლე $h=2,8$ მ. დგარის კონსტრუქცია წარმოდგენილია 6.78 ნახაზზე და იგი შედგება უნიფიცირებული კვანძებისაგან. ხელსაწყოებთან მოწყობილია გადაადგილებული შემომღები უბნები სამსვლიანი ონკანებით. ხელსაწყოების თბური დატვირთვები ნაჩვენებია დგარის ნახაზზე. გათბობის სისტემა მიერთებულია გარე თბოქსელთან ელევატორული კვანძის საშუალებით. თბოშემცველის პარამეტრებია: გათბობის სისტემაში $95-70^{\circ}\text{C}$, ხოლო გარე თბოქსელში $130-70^{\circ}\text{C}$ (ამ დროს შე-

რვის კოეფიციენტი $U = \frac{130-95}{95-70} = 1,4$), გარე თბოსადენებში წნე-

ვთა სხვაობა ტოლია 120 კპა.

განგარიშებას ვიწყებთ მთავარ საციკულაციო რგოლში საანგარიშო საციკულაციო წნევის განსაზღვრით. ჩვენს შემთხვევაში მთავარია ყველაზე შორს მდებარე დგარზე (VII) გამავლი საციკულაციო რგოლი. მისი სიგრძე შეადგენს $\Sigma L = 80$ მ. (6.68) ფორმულის თანახმად

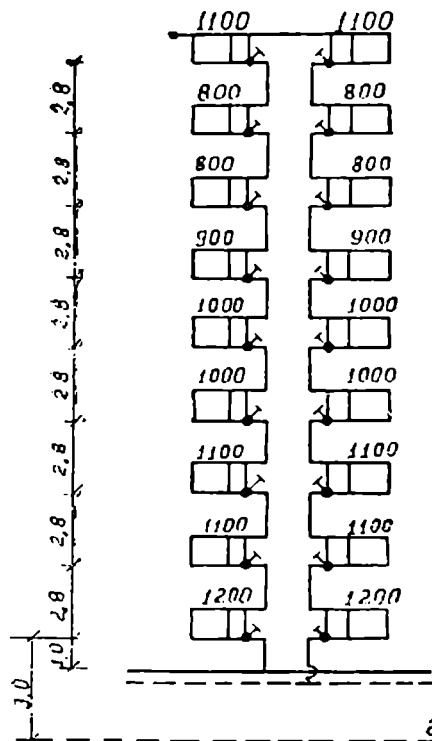
$$\Delta P_{\text{საანგ}} = \Delta P'_{\text{დ}} + \Delta P_{\text{ფხ.ხელ}} = 19000 + 1762 = 20762 \text{ პა,}$$

სადაც $\Delta P_0 = 19\,000$ პა არის წნევა, რომელიც გათბობის სისტემას გადაეცემა გარე თბოქელიდან და მისი მნიშვნელობა აიღება 6.6 ცხრილიდან;

$\Delta P_{\text{ბუნ.ხელ}}$ — ბუნებრივი საციკულაციო წნევა, რომელიც წარმოიშობა ხელსაწყოებში წყლის გაციების შედეგად და გამოითვლება (6.55) ფორმულით.

$$\Delta P_{\text{ბუნ.ხელ}} = \frac{0.64 \cdot 9,81 \cdot 3600}{4187 \cdot 483,8} (1200 \cdot 3 + 1100 \cdot 6,3 + 1100 \cdot 9,6 + 1000 \cdot 12,9 + 1000 \cdot 16,2 + 900 \cdot 19,5 + 800 \cdot 22,8 + 800 \cdot 26,1 + 1100 \cdot 29,4) \cdot 1,07 \cdot 1,06 = 1762 \text{ პა.}$$

$$\Sigma Q_{\text{გა}} = 18000 \text{ ვტ,}$$



გაბაჩიაშვილის ტექნიკა

წნევის შესაძლო კუთრა დაწაკარგი სახუნსე შეადგენს

$$R_{საგ} = \frac{0,65 \cdot \Delta P_{სა.სგ}}{80} = \frac{0,65 \cdot 20762}{80} = 169 \text{ პა/მ.}$$

სამი ძირითადი (შორს, შუა და ახლომდებარე) დგარისათვის და მაგისტრალის თითოეული უბნისათვის წინალობის კუთრ მახასიათებელს განგარიშობთ ფორმულით

$$S_{კუთ} = \frac{R_{საგ}}{G_{უბ.საგ}^2}$$

სადაც $G_{უბ.საგ}$ არის უბანზე წყლის საორიენტაციო ხარჯი გამოითვლება (6.86) ფორმულით. მიღებული $S_{კუთ}$ მიხედვით 6.11 ცხრილიდან ვირჩევთ დგარის და მაგისტრალის უბნების დიამეტრებს. ამასთანავე, უნდა შევნიშნოთ, რომ დგარის დიამეტრის შერჩევის დროს ცხრილიდან ვიღებთ უახლოეს მცირე დიამეტრს, ხოლო მაგისტრალის უბნების დიამეტრების შერჩევის დროს — უახლოეს დიდ დიამეტრს. განგარიშების შედეგები შეგვაქვს დამხმარე ცხრილებში (იხ. ცხრ. 6.26 და 6.27).

მიღების დიამეტრის შერჩევის პარალელურად იმავე 6.11 ცხრილიდან ვამოწმებთ მიღებში წყლის მოძრაობის სიჩქარეს. ამ ცხრილში მოცემულია წყლის ხარჯები, როდესაც $W = 1$ მ/წმ. ამიტომ სიჩქარის მნიშვნელობების გასაგებად წყლის ხარჯი მიღში უნდა გავყოთ წყლის ხარჯზე, როდესაც $W = 1$ მ/წმ. ასე, მაგალითად, თუ წყლის ხარჯი მიღში ტოლია 1 200 კგ/სთ (5—6, 5'—6' უბნები), მაშინ წყლის მოძრაობის სიჩქარე ამ მიღში იქნება $1210:35000 = 0,35$ მ/წმ (სიჩქარეების მნიშვნელობები ნაჩვენებია შენიშვნის გრაფაში). სიჩქარის მნიშვნელობები არ უნდა აღემატებოდეს ნორმებით გათვალისწინებულ სიდიდეებს (1 მ/წმ-ს ძირითად სამოქალაქო შენობებში და 1,5 მ/წმ-ს — დამხმარე სათაესებში).

განგარიშების შედეგები შეგვაქვს დამხმარე ცხრილებში.

ცხრილი 6.27

ძირითადი დგარების დიამეტრების შერჩევა

დგარი	თბუბი და ტენიზი, კგ მმ	წყლის ტემპერატურული კონტრასტი, Δt , °C	საორიენტაციო ხარჯი, კგ/სთ	წინალობის კუთრ. მახასიათებელი, $S_{კუთ}$, მ ²	დგარის დიამეტრი, კმ	შენიშვნა
შორსმდებარე	18000	$\Delta t + 7$	483 8	7,2	20	$W = 0,4$ მ/წმ
შუა	10000	Δt	344	14,2	20	$= 0,27$.
ახლომდებარე	14000	$\Delta t - 7$	669	3,8	25	$= 0,33$.

მაგისტრალის უბნების დიამეტრების შერჩევა

უბნის №	თბურ დატვირთვა, წლ. კვ	წყლის ტემპერატურა, °C	სიორიენტაციო ხარჯი, კვ/სთ	წინაღობის კოეფიციენტი, $\frac{1}{\text{კვ}^2}$	მილის დიამეტრი, მმ	შენიშვნა
6-7	18000					
6 ¹ -7 ¹	18000		483.8	7,2	20	$W=0.4$ მ/წმ
5-6	31000		1210	1,15	32	=0.35
5 ¹ -6 ¹	31000					
4-5	41000		1600	0,6	32	=0.46 „
4 ¹ -5 ¹	41000					
A-4	55000		2146	0.35	40	=0.46
Li-4 ¹	55000					

მილბების დიამეტრის შერჩევის შემდეგ წნევის კარგვას შორსმდებარე დგარში ვსაზღვრავთ (6.91) ფორმულით, რისთვისაც წინასწარ საუკიროა დგარის წინაღობის მახასიათებლის ΔP განსაზღვრა. ეს უკანასკნელი კი განისაზღვრება (6.98) ფორმულით. ვინაიდან განსახილველი დგარი შესრულებულია უნიფიცირებული ელემენტებისაგან, ამიტომ დგარის წინაღობის მახასიათებელი იქნება

$$\Delta P = 37 \cdot 16 + 30 + 19 + 12 + 7,4 \cdot 2 + 1 \cdot 1,53 = 669 \cdot 10^{-4} \text{ კა/(კვ/სთ)}^2,$$

სადაც 16 — არის სართულდგარების რაოდენობა (ზემო სართულის ორი სათბობი ხელსაწყოს კვანძის გარეშე);

37 — სართულდგარის წინაღობის მახასიათებელი (ცხრ. 6.25);

46,30 — დგარის მიმწოდებელ და უკუმაგისტრალთან მიერთების კვანძების წინაღობის მახასიათებლები, როდესაც მასზე დაყენებულია გასასვლელი ონკანი (ცხრ. 6.22);

12 — ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყობის მიმყვანების წინაღობის მახასიათებლები (ცხრ. 6.22).

7,4 — ზემო სართულის ხელსაწყოს კვანძების წინაღობის მახასიათებელი და იგი გამოითვლება (6.141) ფორმულით, როდესაც მიმყვანის დიამეტრია — $20 \times 20 \times 20$ (ანალოგიურად 6.15 მაგალითისა $S = 3,19(1,7 \cdot 0,74 + 0,7 \cdot 2 + 0,7 + 3 + 1,3) \cdot 10^{-4} = 7,4 \cdot 10^{-4}$);

1.53 ერთი გრძივი მკერტი მილსადენის მონაკვეთის წინაღობის მახასიათებელი (ცხრ. 6.22). მაშინ

$$\Delta P_{\text{გა}} = S_{\text{ცა}} G_{\text{გა}}^2 = 669 \cdot 10^{-4} \cdot 483 \text{ მ}^3 = 15658 \text{ პა.}$$

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგები შეგვაქვს სპეციალურ ცხრილში (ცხრ. 6.28). შორსმდებარე დგარში წნევის დანაკარგების შედეგ წნევის კარგავს ამ დგარის მიმდებარე 6—7 და 5'—7' უბნებზე უსაზღვრავთ (6.91) ფორმულით. $A \cdot 10^4$ და $\frac{A}{d}$ სიდიდეები აღებულია 6.11 ცხრილიდან. ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების სიდიდეები მიმწოდებელ და უკუმმაგისტრალეებზე (გასასვლელი სამკაპებები) აიღება მე-11 დანართის მიხედვით.

ცხრილი 6.29

ვათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება (წინაღობის მახასიათებლის მიხედვით)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
დგარის (უბნის) №	თბური დატვირთვა, Q კვ	კარობითი დიამეტრი, მკოი მმ	კუთ. დანაკარგის წნევა, $A \cdot 10^4$ პა/(კვ.სთ) ²	ხაზუნის დაყენების კოეფიციენტი, $\frac{\lambda}{d}$	უბნის სიგრძე, l მ	ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტების ჯამი, $\Sigma \xi$	წინაღობის მახასიათებელი, $S \cdot 10^{-4}$ პა/(კვ.სთ) ²	წყლის ხარჯი უბანზე, G კგ/სთ	წნევის კარგვა უბანზე, ΔP პა	წყლის საანგარიშო ტემპერატურული სხვაობა, Δt °C
VII	18000	20	—	—	—	—	669	483,8	15658	32
6—7	18000	20	3.19	1.7	3.0	0.3	12.2	483,8	286	
6'—7'	18000	20	3.19	1.7	3.0	1.5	21.1	483,8	494	
VI	13000	20	—	—	—	—	669	495	16438	25.6
5 6	31000	32	0.39	0.9	3.0	0.3	1.19	978.8	114	—
5'—6'	31000	32	0.39	0.9	3.0	1.2	1.5	978.8	144	—
V	10000	20	—	—	—	—	669	500	16696	19.5
4—5	41000	32	0.39	0.9	3.0	0.3	1.19	1478,8	260	
4'—5'	41000	32	0.39	0.9	3.0	1.2	1.5	1478,8	328	
IV	14000	25	—	—	—	—	424.7	610	17284	21,3°
—4	55000	40	0.23	0,75	1,5	0,33	0,48	2119	216	
—4'	55000	40	0.23	0,75	1,5	0,6	0,4	2119	180	
	96000	40	0.173	0,75	6.0	0.8	0.91	3423	1066	
	96000	40	0.173	0,75	6.0	0.8	0.91	3423	1066	
									$\Delta P_{\text{გარკ}} = 17680$	
									$\Delta P_{\text{სიბ}} = 19812$	

გადავღვარო VI დგარის გაანგარიშებაზე. ამ დგარში წნევის კარგვა უნდა იყოს ტოლი წნევის კარგვებისა VII დგარში და 6—7 და 6'—7' უბნებზე. ე. ი.

$$\Delta P_{VI} = 15658 + 286 + 494 = 16438 \text{ პა.}$$

ვირჩევთ დგარის დიამეტრს $d = 20$ მმ და ვანგარიშობთ მასში წყლის ხარჯს

$$G_{VI} = \sqrt{\frac{\Delta F_{VI}}{S_{\text{გზ}}}} = \sqrt{\frac{16438}{669 \cdot 10^{-4}}} = 495 \text{ კგ/სთ.}$$

თუ წინააღმდეგარე დგარის დიამეტრი განსხვავებული იქნება შორსმდებარე დგარის დიამეტრისაგან, საჭიროა გამოითვალოს ანალი დგარის წინაღობის მახასიათებლის სიდიდე.

VI დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი შეადგენს

$$\Delta t_{VI} = \frac{Q_{\text{ჭ,ჭ}_4}}{c G_{VI}} = \frac{13000 \cdot 3600 \cdot 1,07 \cdot 1,06}{4187 \cdot 495} = 25,6^{\circ}.$$

ზემოთ განხილული ორი დგარის (VII და VI) წყლის ხარჯების ჯამა წარმოადგენს 5—6 და 5'—6' უბნების წყლის ხარჯს. ხარჯისა და წინაღობის მახასიათებლების მიხედვით ეპოულობთ წნევის კარგვას ამ უბნებზე.

შემდეგ ვატარებთ V დგარის გაანგარიშებას. $d_{\text{გზ}} = 20$ მმ. დგარში წყლის ხარჯი შეადგენს

$$G_V = \sqrt{\frac{16696}{669 \cdot 10^{-4}}} = 500 \text{ კგ/სთ.}$$

დგარში ტემპერატურული ვარდნილი იქნება

$$\Delta t_V = \frac{10000 \cdot 3600 \cdot 1,07 + 1,06}{4187 \cdot 500} = 19,5^{\circ}.$$

თუ განესაზღვრავთ წნევის კარგვებს 4—5 და 4'—5' უბნებზე, კავადღვარო IV დგარის გაანგარიშებას. დგარის დიამეტრი 25 მმ.

ამ დგარის წინაღობის მახასიათებელი გამოითვლება ანალიტიკურად VII დგარის წინაღობის მახასიათებლისა და იგი ტოლია

$$S_{\text{გზ}} = 24 \cdot 16 + 11 + 6,7 + 4 + 8,76 \cdot 2 + 1 \cdot 1,153 = 424,7 \cdot 10^{-4}.$$

დგარში წყლის ხარჯი შეადგენს

$$G_{IV} = \frac{17284}{424,7 \cdot 10^{-4}} = 640 \text{ კგ/სთ.}$$

სოლო ტემპერატურული ვარდნილი

$$\Delta t_{IV} = \frac{14000 \cdot 3600 \cdot 1,07 \cdot 1,06}{4187 \cdot 640} = 21,1^{\circ}$$

ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ წნევის კარგვებს A—4 და B—4' უბნებში. მარჯვენა შტოს ჯამური წნევის დანაკარგები შეადგენს $\Delta P_{გარკ} = 17680$

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს ვხედავთ, რომ წნევის კარგვის სისტემის მარჯვენა და მარცხენა შტოებში ერთნაირია ($\Delta P_{გარკ} = \Delta P_{გარკლ}$), მაშინ (6.91) ფორმულიდან ვსაზღვრავთ წყლის ხაოჯს სისტემის მარცხენა ნაწილში

$$G_{გარკ} = \sqrt{\frac{\Delta P_{გარკ}}{S_{გარკ}}}$$

სადაც $S_{გარკ}$ არის სისტემის მარცხენა ნაწილის წინალობის მახასიათებელი და იგი სათანადო უბნების და კვანძების წინალობის მახასიათებლების ჯამის ტოლია.

მარცხენა შტოში ჩართულია სამი დგარი (I, II, III) პარალელურად და უბნები (1—2, 1'—2', 2—3, 2'—3', 3—A, 3'—B მიმდევრობით. პარალელურად ჩართული დგარის კვანძების ჯამური წინალობის მახასიათებელი შეადგენს

$$S_{გ} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \frac{1}{\sqrt{S_3}}\right)^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{424,7}} + \frac{1}{\sqrt{424,7}} + \frac{1}{\sqrt{669}}\right)^2} = 55 \cdot 10^{-4}$$

სადაც S_1, S_2, S_3 — მარცხენა შტოში ჩართული დგარების წინალობის მახასიათებლებია.

უბნების წინალობის მახასიათებელი ტოლია

$$S_{უ} = 12,2 + 21,1 + (1,19 + 1,5) \cdot 10^{-4} \cdot 2 = 48,6 \cdot 10^{-4}$$

მაშასადამე, მარცხენა შტოს ჯამური წინალობის მახასიათებელი იქნება

$$S_{გარკ} = (55 + 48,6) \cdot 10^{-4} = 104 \cdot 10^{-4}$$

სათანადოდ წყლის ხარჯი სისტემის მარცხენა შტოში

$$G_{გარკ} = \sqrt{\frac{17680}{104 \cdot 10^{-4}}} = 1304 \text{ კგ/სთ.}$$

წყლის ჯაჭური ხარჯი სისტემაში შეადგენს

$$G_{\text{სისტ}} = G_{\text{მარჯ}} + G_{\text{მარცხ}} = 2119 + 1304 = 3423 \text{ კვ/სთ.}$$

ამ ხარჯის მიხედვით ვსასღვრავთ წნევის დანაკარგებს $\Lambda - \Lambda'$ და $\text{B} - \text{B}'$ უბნებზე (იხ. ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ცხრილი).

წნევის დანაკარგების სიდიდე სისტემაში შეადგენს $\Delta P_{\text{სისტ}} = 19812$ პა. იგი განსხვავდება საანგარიშო საცირკულაციო წნევისაგან ($\Delta P_{\text{სანგ}} = 20762$ პა)

$$\frac{20762 - 19812}{19812} \cdot 100 = 4,8\% \text{ ით,}$$

რაც ნორმებით დასაშვებ ფარგლებშია (განსაყვება არ უნდა აღემატებოდეს 10 %).

ამით ჰიდრავლიკური გაანგარიშება დამთავრებულია.

საჭიროა მარცხენა შტოში წყლის ხარჯის განაწილება ($G_{\text{მარცხ}} = 1320$ კვ/სთ) ცალკეულ დგარებში, რისთვისაც (6.128) ფორმული: უნდა გამოვიყენოთ წყლის შეღინების კოეფიციენტები ცალკეული დგარებისათვის.

მარცხენა შტოში განლაგებული დგარების დაამეტრება — $d_I = d_{II} = 25$ მმ, $d_{III} = 20$ მმ. I და II დგარებისათვის წყლის შეღინების კოეფიციენტები (ერთნაირი დიამეტრის და შესაბამისად ერთნაირი λ -ის გამო) ერთნაირია. ხოლო III დგარისათვის

$$\alpha_3 = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_3}{S_I}\right)^2 + \left(\frac{S_3}{S_2}\right)^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{669}{424,7}\right)^2 + \left(\frac{669}{424,7}\right)^2} = 0,17.$$

I და II დგარებისათვის იქნება

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1 - 0,17}{2} = 0,415.$$

თუ გვეცოდინება წყლის შეღინების კოეფიციენტები ცალკეულ დგარებში, გამოვიყენოთ ხარჯს ამ დგარებში და შესაბამისად ტემპერატურულ ვარდნალებს.

სათანადოდ გვექნება — I დგარში $G_{\text{დგ}} = 541$ კვ/სთ; $\Delta t_{\text{დგ}} = 30,7^\circ$;

II დგარში $G_{\text{დგ}} = 541$; $\Delta t_{\text{დგ}} = 30,7^\circ$;

III დგარში $G_{\text{დგ}} = 222$; $\Delta t_{\text{დგ}} = 30,7^\circ$.

როდესაც ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგად სხვაობა საანგარიშო საცირკულაციო წნევისა და სისტემაში წნევის დანაკარგებს ში-

რის ვაპ-ღ-ს ნორმანე მეტრ (10%-ზე მეტი), საჭიროა ან მარჯვენა და მარცხენა შტოების საერთო უბნების (A—A' და B—B') დიაგნოტიკური შეცვლა და ამ უბნებზე მისი შესაბამისი ΔP გამოთვლა, ან სისტემაში წყლის საერთო ხარჯის დაზუსტება და სათანადო შესწორებების შეტანა (იხ. § 6.20).

§6.22. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების ჰიდრაულიკური ბალანსირების თავისებურებანი

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემები მათში საცირკულაციო წნევის გაზრდის მიზნით ძირითადად ეწყობა წყლის ზემო განაწილებით. საცირკულაციო წნევის სიდიდე ასეთ სისტემაში გამოითვლება (6.44) ფორმულით.

სისტემის ჰიდრაულიკური გაანგარიშება უმთავრესად წარმოებს ხალხზე წნევის კუთრი დანაკარგის მეთოდით. გაანგარიშების დროს საჭიროა გამოვლინდეს ძირითადი საცირკულაციო რგოლი. ძირითადი ეს ის საცირკულაციო რგოლია, რომელშიც ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგს აქვს უმცირესი მნიშვნელობა (ფორმულა 6.109). ძირითადი ცირკულაციო რგოლი ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში ხშირად გადის თბური პუნქტიდან არა ყველაზე დაცილებულ, არამედ ყველაზე ახლოს მდებარე ხელსაწყოებზე (განსაკუთრებით ორმილოვან ჰორიზონტალურ სისტემებში). ეს გარემოება აიხსნება იმით, რომ ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში თბურ პუნქტთან ახლომდებარე ხელსაწყოებთან მანძილის სიმცირის გამო წყლის გაცევა მილსადენში ჩაკლებად მიმდინარეობს.

ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის საორიენტაციო მნიშვნელობა ტოლია

$$R_{საბ} = \frac{0,5\Delta P_{საანგ}}{\Sigma l} \quad (6.143)$$

ეს იმას ნიშნავს, რომ ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებში ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე წნევის დანაკარგები ერთნაირია.

ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების ჰიდრაულიკური გაანგარიშების დროს წინააღმდეგობის მახასიათებლის მეთოდით [ფორმულა (6.91)] მილსადენში წნევის დანაკარგები გამოდის საგრძნობლად შემცირებულ. განსაკუთრებით მაშინ, როდესაც მილსადენში წყლის მოძრაობის სიჩქარე $W < 0,1$ მ/წმ. ამიტომ წნევის დანაკარგები წინააღმდეგობის მახა-

სიათებლის მეტოქით გაანგარიშების დროს განისაზღვრება ფორმულით

$$\Delta P = \psi SG^2, \quad (6.144)$$

სადაც $\psi = \frac{\lambda}{\lambda_{\text{სივრცე}}}$ არის შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სახუნის კოეფიციენტის (i) გავრდას ლორა-თან შედარებით, რომლის მიხედვითაც შედგენილია 6.11 ცხრილი.

მცირესართულიანი შენობების გათბობის სისტემებში, განსაკუთრებით კი ბინის გათბობის სისტემებში, სადაც თბოგადამცემი განლაგებულია თითქმის სათბობი ხელსაწყოთა დონეზე, საკუთარა ზუსტად იქნეს განსაზღვრული მილსადენში წყლის გაცივებით გამოწვეული ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე, ჰიდრავლიკური გაანგარიშება იყოფა ორ ეტაპად: წინასწარი და საბოლოო. წინასწარი გაანგარიშება შემდეგ ატარებენ მილების თბურ გაანგარიშებას.

წინასწარი გაანგარიშება წაოძრებს საანგარიშო საციკულაციო წნევის მიახლოებითი მნიშვნელობის საფუძველზე, რომელიც განისაზღვრება შემდეგი ემპირიული ფორმულით

$$\Delta P_{\text{საანგ}}^{\text{წინასწარ}} = g [h_1(l+h) \pm h_1(\rho_g - \rho_w)]. \quad (6.145)$$

სადაც $b \ll 0.4$ კოეფიციენტია, რომელიც ითვალისწინებს მილსადენის იზოლაციას ($b=0.4$, როდესაც მხოლოდ მთავარ დგარს უკეთდება თბოიზოლაცია);

h — ვერტიკალური მანძილი თბოგადამცემის ცენტრიდან მ-წოდებულ მაგისტრალამდე, მ;

l — ჰორიზონტალური მანძილი მთავარი დგარიდან საანგარიშო დგარამდე, მ;

h_1 — ვერტიკალური მანძილი თბოგადამცემის ცენტრიდან სათბობ ხელსაწყოში წყლის გაცივების ცენტრამდე, მ.

+ ნიშანი გვიჩვენებს, რომ გაცივების ცენტრი მოთავსებულია გაცხელების ცენტრზე მაღლა, ხოლო — ნიშანი მიუთითებს, რომ გაცივების ცენტრი მოთავსებულია გაცივების ცენტრზე დაბლა.

(6.145) გამოსახულებაში მთავარია პირველი შესაკრები, რომელიც გამოსახავს მილსადენში წყლის გაცივებით წარმოქმნილ ბუნებრივ საციკულაციო წნევას. მისი გამოთვლა შეუძლებელია, რადგანაც ცნობილი არაა მილსადენის დიამეტრი და მასში წყლის ტემპერატურა. მეორე შესაკრები გვიჩვენებს ბუნებრივი საციკულაციო წნევის იმ მნიშვნელობას, რომელიც წარმოიქმნება სათბობ ხელსაწყოში წყლის

გაცევილი. ეს წნევა შეიძლება უწყობდეს ან, პირიქით, უშლიდეს ხელს მანსაზღვრე წყლის ცირკულაციას.

მილსადენის წინასწარი ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დროს განისაზღვრება უბნებზე წყლის ხარჯი (6.85) ფორმულით იმ ვარაუდით, რომ თიხის თბოდანაკარგების ანაზღაურება მხოლოდ სათბობი ხელსაწყოების საშუალებით წარმოებს (მიღების თბოგაცემის გარეშე). მიღების დიამეტრის შერჩევის და სისტემაში წნევის კარგვის განსაზღვრის შემდეგ ატარებენ მილსადენის თბურ გაანგარიშებას, რის საფუძველზეც განისაზღვრება სისტემის თითოეული უბნის თავსა და ბოლოში წყლის ტემპერატურები.

1. სიგრძის მილის თბოგადაცემა განისაზღვრება ფორმულით

$$Q_{\text{გა}} = q_{\text{მილ}} l_{\text{მილ}} \quad (6.146)$$

სადაც $q_{\text{მილ}}$ 1 გრძე მეტრ მილსადენის თბოგაცემა (12 დანართი) ვტ/მ. მეორე მხრივ, სითბოს რაოდენობა მილსადენის რომელიმე უბანზე განისაზღვრება ფორმულით

$$Q_{\text{გა}} = (T_{\text{გა}}(t_{\text{საფ}} - t_{\text{საბ}})) \quad (6.147)$$

ამ ორი უკანასკნელი ფორმულიდან ვღებულობთ უბნის ბოლოს წყლის ტემპერატურის საანგარიშო გამოსახულებას

$$t_{\text{საბ}} = t_{\text{საფ}} - \frac{Q_{\text{მილ}}}{c G_{\text{გა}}} \quad (6.148)$$

გრძელი უბნების თბური გაანგარიშების ჩატარება წარმოებს ორჯერ. მეორედ გაანგარიშების დროს $q_{\text{მილ}}$ მნიშვნელობა აიღება უბანზე წყლის საშუალო დაზუსტებული ტემპერატურის მიხედვით.

მილსადენის თბურ ანგარიშს ვიწყებთ სისტემის 1-ლი უბნიდან (თბოგადამცემიდან გამოსვლა). ამ უბანზე ვთვლით, რომ $t_{\text{გა}} = t_{\text{საფ}}$ და ვანგარიშობთ უბნის ბოლოს წყლის ტემპერატურას $t_{\text{საბ}}$. ეს ტემპერატურა აიღება მომდევნო უბნის საწყის ტემპერატურად და განისაზღვრება მისი საბოლოო ტემპერატურა. ამრიგად, განისაზღვრება ყველა უბნის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურა, მათ შორის წყლის ტემპერატურები სათბობ ხელსაწყოებში შესვლის წინ.

მაგალითი 6.17. განვსაზღვროთ ვერტიკალური მილის თბოგაცემა სათავსში, რომლის ტემპერატურაა $t_{\text{გა}} = 18^{\circ}$. თუ მილის დიამეტრია $d = 20$ მმ, სიგრძე 2,0 მ. მილი გაყვანილია ღიად თბოიზოლაციის გარეშე, წყლის ხარჯი უბანზე $G_{\text{გა}} = 90$ კგ/სთ, ხოლო წყლის საწყისი ტემპერატურაა 20°C .

განგარიშების შედეგები წარმოდგენილი გვაქვს ცხრილის სახით.

ცხრილი 6.30

წულით სათბობი სისტემის უზენების თბური გაანგარიშება

უბლის №	ცუბ კმ/სთ	სიღრმე	ღ შე	ს _{საფ} °C	ს _გ °C	ს _{საფ-ს_გ} °C	მთლიან მტ/შ	ცუბ კმ	ს _{საფ-ს_{საბ}} °C	ს _{საბ} °C
1	90	2,0	20	80	18	62	63	126	1,2	78.8

საბოლოო გაანგარიშების ჩატარება წარმოებს იმ შემთხვევაში, როდესაც სხვაობა მილსადენში წნევის დანაკარგებსა ($\Delta P_{სისფ}$) და არსებულ საცირკულაციო წნევას შორის ($\Delta P_{საყ}$) დიდია. არსებული საცირკულაციო წნევის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P_{საყ} = g \left[\sum_{i=1}^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i) \pm h_i (\rho_0 - \rho_{საბ}) \right]. \quad (6.149)$$

ამ გამოსახულების მარჯვენა მხარეში 1-ლი წევრი ანალოგიურია (6.49) ფორმულის, ხოლო მეორე წევრი ითვალისწინებს სისტემაში გაცივებული წყლის ნამდვილი ტემპერატურის შესაბამის სიმკვრივეს.

ჰიდრავლიკური გაანგარიშების დასუსტება წარმოებს, თუ $\Delta P_{სისფ} < 0,85 \Delta P_{საყ}$ ან $\Delta P_{სისფ} > \Delta P_{საყ}$. ამ დროს მიღების ხელმეორე თბური გაანგარიშება საჭირო აღარაა.

თუ $\Delta P_{სისფ} < 0,7 \Delta P_{საყ}$ ან $\Delta P_{სისფ} > 1,15 \Delta P_{საყ}$ დაზუსტებას მოითხოვს არა მარტო ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შედეგები, არამედ საჭიროა მიღების თბური გაანგარიშების დაზუსტებაც. ე. ი. ვაანგარიშება თავიდან უნდა განმეორდეს.

VII თავი. სათოვრი ხელსაწყოების თეორია განაზიარება

§ 1. სათოვრი ხელსაწყოების თეორიის კონსტრუქციის

თბოშემცველიდან სითბოს გადაცემა სათავსში წარმოებს სათბობი ხელსაწყოების კედლის საშუალებით და იგი ხასიათდება თბოგადაცემის კოეფიციენტით. თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე უმთავრესად დამოკიდებულია სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირთან თბოგადაცემის პირობებზე.

სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტი რიცხობრივ საერთო თერმული წინააღობის შებრუნებული სიდიდეა

$$k_{\text{ბელ}} = \frac{1}{R_{\text{ბელ}}}, \quad (7.1)$$

სადაც $R_{\text{ბელ}}$ არის სათბობი ხელსაწყოების საერთო თერმული წინააღობა და იგი ტოლია კედლის შიგა და გარე ზედაპირებთან თბოგადაცემის ($R_{\text{გა}}$ და $R_{\text{გე}}$), კედლის თბოგამტარობის ($R_{\text{კედ}}$) თერმულ წინააღობათა ჯამისა

$$R_{\text{ბელ}} = R_{\text{გა}} + R_{\text{კედ}} + R_{\text{გე}}. \quad (7.2)$$

თბოშემცველიდან სათავსისადმი სითბოს გადაცემა ანალოგიურია შემოზღუდული კონსტრუქციებიდან თბოგადაცემისა და იგი მოიცავს თბოგადაცემის ძირითად სახეებს (კონვექცია, გამოსხივება, თბოგამტარობა). სათბობი ხელსაწყოების კედლის შიგა ზედაპირთან სითბოს გადატანა წარმოებს კონვექციით და თბოგამტარობით. ხელსაწყოების კედელში ადგილი აქვს მხოლოდ თბოგამტარობას, ხოლო კედლის გარე ზედაპირიდან სითბოს გადატანა სათავსში წარმოებს კონვექციით, გამოსხივებით და თბოგამტარობით.

განვიხილოთ (7.2) გამოსახულების თითოეული წევრი ცალ-ცალკე. შიგა ზედაპირთან თბოგადაცემის თერმული $R_{\text{გა}}$ წინააღობა, რომელიც მიეკუთვნება ხელსაწყოების გარე ზედაპირის ფართობს $F_{\text{ბელ}}$ ტოლია

$$R_{\text{გა}} = \frac{1}{\alpha_{\text{გა}}} \frac{F_{\text{ბელ}}}{F_{\text{გა}}} = R'_{\text{გა}} F_{\text{ბელ}}, \quad (7.3)$$

სადაც α_3 არის სათბობი ხელსაწყოთა შიგა ზედაპირთან თბოგაცემის კოეფიციენტი და მისი მნიშვნელობა დამოკიდებულია სათბობი ხელსაწყოთა კედლის შიგა ზედაპირთან თბოშემცველის მოძრაობის რეჟიმზე.

თუჯისა და ფოლადის რადიატორების შიგა ზედაპირებთან ხშირად ადგილი აქვს ლამინარული სასაზღვრო შრის არსებობას, რაც შეესაბამება წყლის უმნიშვნელო სიჩქარით მოძრაობას ($0,001$ მ/წმ). ამ დროს რეინოლდსის რიცხვის მნიშვნელობა $Re = 80 < 3 \cdot 10^3$ და თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა განისაზღვრება თბოგადაცემის კონსტანტის ცნობილი კრიტერიალური განტოლების საშუალებით

$$Nu = 0,17 Re^{0,38} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ავს}} \right)^{0,25} \quad (7.4)$$

ამ განტოლებაში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია წყლის საშუალო ტემპერატურა $t_{\text{ს.ა.}}$, ხოლო მსაზღვრელ ზომად — ეკვივალენტური დიამეტრი.

(7.4) ფორმულაში Re რეინოლდსის რიცხვი განსაზღვრავს მოძრაობის რეჟიმს, გრასჰოფის რიცხვი (Gr) ითვალისწინებს თბოგაცემის პროცესზე ბუნებრივი კონვექციის გავლენას: $\frac{Pr}{Pr_{ავს}}$

ფარდობა ითვალისწინებს თბური ნაკადის მიმართულებას (პრანდტლის რიცხვის $Pr_{ავს}$ მნიშვნელობა განისაზღვრება კედლის ტემპერატურის მიხედვით, რომელიც დაახლოებით ტოლია $\tau_{ავს} = 0,9 t_{\text{ს.ა.}}$).

(7.4) ფორმულა ძალზეა თბოგაცემის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობას, როდესაც სიგრძის ფარდობა დიამეტრთან $\frac{l}{d_{ავს}} > 50$.

როდესაც $\frac{l}{d_{ავს}} < 50$, რაც ახასიათებს სათბობი ხელსაწყოების უმრავლესობას, თბოგაცემის კოეფიციენტის (α_3) მნიშვნელობა იზრდება. ამიტომ საჭიროა შემასწორებელი კოეფიციენტის გათვალისწინება. მისი მნიშვნელობა, როდესაც $\frac{l}{d_{ავს}} = 20$, ტოლია 1,13,

ხოლო, როდესაც $\frac{l}{d_{ავს}} = 10$, ტოლია 1,28.

(7.4) ფორმულაში შემავალი ფიზიკური სიდიდეების გათვალისწინებით ვღებულობთ, რომ ჩვეულებრივ საანგარიშო პირობებში თუჯის

რადიატორებისათვის $\alpha_a = 60$ ვტ/მ² °K. თუ ამ მნიშვნელობას ჩავესვამთ (7.3) გამოსახულებაში, როდესაც $F_{ხელ} F_a = 1.3$, მივიღებთ კედლის შიგა ზედაპირთან თბოგაცემის თერმული წინაღობის სიდიდეს

$$R_a = \frac{1}{60} 1.3 = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{K მ}^2/\text{ვტ.}$$

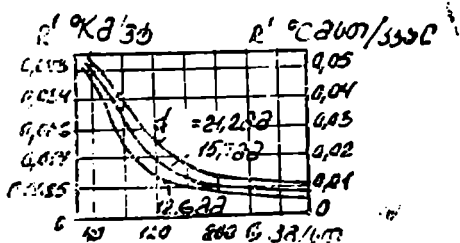
(7.4) ფორმულით შეგვიძლია ვისარგებლოთ აგრეთვე კონვექტორების ან სათბობი პანელების სწორ გლუვ მილებში თბოგაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრის დროს, როდესაც თბოშემცველის მოძრაობის რეჟიმი ლამინარულია ან სუსტად განვითარებული ტურბულენტური. დამყარებული ტურბულენტური რეჟიმის დროს კი ($Re > 10^4$) თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელ კრიტერიალურ განტოლებას აქვს სახე

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{Pr}{Pr_{ად}} \right)^{0.25} \quad (7.5)$$

(7.5) ფორმულა გამოიყენება აგრეთვე გრძელ მილებში (როდესაც $\frac{l}{d} > 50$) თბოგაცემის კოეფიციენტის საანგარიშოდ. მოკლე მილებში (როდესაც $\frac{l}{d} < 50$) თბოგაცემა უფრო ინტენსიურად მიმდინარეობს, ვიდრე გრძელ მილებში. ამიტომ (7.5) ფორმულით თბოგაცემის კოეფიციენტის გამოთვლის დროს საჭიროა სათანადო შესწორების შეტანა. როდესაც $\frac{l}{d} = 20$ და $Re = 10^4$ შემასწორებელი კოეფიციენტის მნიშვნელობა ტოლია 1, 13. შემასწორებელი სიდიდე

Re-ის რიცხვის გაზრდით მცირდება.

თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა დამოკიდებულია აგრეთვე წყლის ხარჯზე. 7.1 ნახაზზე წარმოდგენილია მცირე დიამეტრის მილებში თბოგაცემის კოეფიციენტის (α_a) ცვლილება წყლის ხარჯის მიხედვით.



ნახ. 7.1.

როგორც ამ გრაფიკიდან ჩანს, წყლის ხარჯის გაზრდით თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდე მნიშვნელოვნად იზრდება, ხოლო, როდესაც წყლის ხარჯი აჭარბებს 200 კგ/სთ, იგი პრაქტიკულად უცვლელი რჩება.

წყლის მოძრაობის დროს მოღუწულ მილებში (ცლაკნილები, მოხვევები და ა. შ.) წარმოიქმნება ცენტრიდანული ეფექტი, რაც იწვევს წყლის მეორეულ ცირკულაციას და შესაბამისად თბოგაცემის გაზრდას. ამიტომ თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდე მოღუწულ მილებში გაცილებით მეტია, ვიდრე სწორში.

კედლის თბოგამტარობის თერმული წინაღობა თუჯის და ფოლადის სათბობი ხელსაწყოებისათვის ტოლია

$$R_{კედ} = \frac{\delta_{კედ} F_{ხელ}}{\lambda_{კედ} F_a} \quad (7.6)$$

ეს ფორმულა არ ითვალისწინებს სათბობი ხელსაწყოს შეღებვას, მის გაჭუჭყიანებას და გაწიბოვნებას.

თუჯის შედარებით სქელკედლიანი რადიატორებისათვის ($\delta_{კედ} = 4$ მმ) თბოგამტარობის წინაღობა შეადგენს

$$R_{კედ} = \frac{0,004}{50} 1,3 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{K მ}^2/\text{ვტ.}$$

ეს სიდიდე გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე საერთო თერმულ წინაღობაში (ფორმულა (7, 2)) შემავალი სხვა სიდიდეები:

ბეტონის სათბობ პანელებში კი ბეტონის შრის თბოგამტარობის წინაღობა გავლენას ახდენს საერთო თერმული წინაღობის სიდიდეზე. ეს წინაღობა დამოკიდებულია ბეტონის მასივში მოწყობილი მილების d დიამეტრზე, მათ შორის S მანძილზე, ზედაპირიდან მილის h დაცილებაზე და ბეტონის მასივის თბოგამტარობის λ კოეფიციენტზე. გარე ზედაპირის თბოგაცემის თერმული წინაღობა ტოლია

$$R_{\delta} = \frac{1}{\alpha_{\delta}}, \quad (7.7)$$

სადაც α_{δ} არის სათბობი ხელსაწყოს გარე ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტი და, როგორც ვიცით, იგი კონვექციით და გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტების ჯამის ტოლია

$$\alpha_{\delta} = \alpha_{\nu} + \alpha_{\delta a} \quad (7.8)$$

სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირებთან თბოგაცემა უმეტეს შემთხვევაში ბუნებრივი კონვექციით მიმდინარეობს. ამ დროს კი თბო-

გაცემის კოეფიციენტის საანგარიშო კრიტერიალურ განტოლებას აქვს სახე

$$N_{\text{საგ}} = \beta (Gr Pr)^n, \quad (7.9)$$

სადაც Gr და Pr — შესაბამისად გრასჰოფის და პრანდტლის კრიტერიუმებია.

(7.9) ფორმულაში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია სათბობა ხელსაწყოს გარე ზედაპირთან წარმოქმნილი სასაზღვრო შრის საშუალო ტემპერატურა

$$t_{\text{საგ}} = \frac{\tau_{\text{კედ}} + t_{\text{გ}}}{2} \quad (7.10)$$

სადაც $\tau_{\text{კედ}}$ არის სათბობი ხელსაწყოს გარე ზედაპირის ტემპერატურა;

$t_{\text{გ}}$ — სათბობის ჰაერის ტემპერატურა.

რეგრესიული თვითგადაცემის კურსიდანაა ცნობილი, როდესაც $(Gr \times Pr)_{\text{საგ}} > 2 \cdot 10^7$, ზედაპირთან ჰაერის მოძრაობის რეჟიმი ტურბულენტურია (7.9) ფორმულაში ხარისხის მაჩვენებელი $n = \frac{1}{3}$

ხოლო $\beta = 0,135$, მაშინ

$$N_{\text{საგ}} = 0,135 (Gr Pr)^{1/3}, \quad (7.11)$$

ვიწინდნ სათბობი ხელსაწყოს ტემპერატურა 150°C -მდეა, ხოლო სათბობის ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{გ}} = 20^{\circ}\text{C}$ -ის ფარგლებშია, ასეთ პირობებში $Pr = 0,7$. თუ ამას გავითვალისწინებთ (7.11) ფორმულაში, გვექნება

$$N_{\text{საგ}} = 0,12 Gr^{1/3}. \quad (7.12)$$

როდესაც სათბობ ხელსაწყოში შემავალი წყლის ტემპერატურაა $t_{\text{კედ}} = 95^{\circ}\text{C}$, ხოლო მისგან გამოსული წყლის ტემპერატურა $t_{\text{გაგ}} = 70^{\circ}\text{C}$. (7.12) ფორმულიდან თუვის რადიატორებისათვის მივიღებთ

$$\alpha_{\text{კ}} = 1,66 (\tau_{\text{კედ}} - t_{\text{გ}})^{1/3} = 6,6 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

შემოთ მიღებული ფორმულები მართებულია მხოლოდ იზოთერმული ზედაპირებისათვის, რაც ძირითადად ახასიათებს ლითონის სათბობის ხელსაწყოებს. ბეტონის სათბობი პანელების ზედაპირები ხასიათდება არათანაბარი ტემპერატურული ველით. ამიტომ (7.12) ფორმულის გამოყენების შემთხვევაში ბეტონის პანელებისათვის საჭიროა სათანადო შესწორების გათვალისწინება.

როდესაც სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირებთან ადგილი აქვს ჰაერის იძულებით მოძრაობას, მაშინ კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი დაშოკიდებულია ჰაერის მოძრაობის სიჩქარეზე.

ჰაერის იძულებითი მოძრაობის შემთხვევაში (როდესაც $Re > 10^5$) სათბობ ხელსაწყოებთან წარმოიქმნება ტურბულენტური სასაზღვრო შრე. ამ დროს თბოგაცემის კოეფიციენტის საანგარიშო კრიტერიალურ განტოლებებს აქვს სახე:

ბრტყელი კედლებისათვის

$$Nu = 0,032 Re^{0,8}; \quad (7.13)$$

სწორი გლუვი მილებისათვის

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \quad (7.14)$$

ამ განტოლებებში მსაზღვრელ ტემპერატურად მიღებულია ჰაერის ტემპერატურა სათბობი ხელსაწყოდან მოცილებით. იგი პრაქტიკულად სათაფსის ჰაერის ტემპერატურის ტოლია (t_a). მსაზღვრელ ზომად კი მიღებულია სათბობი ხელსაწყო-ს კედლის სიგრძე ჰაერის ნაკადის მოძრაობის მიმართულებით ან ძილის ეკვივალენტური დიამეტრი.

გარდა კონვექციით თბოგაცემისა, სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირები სითბოს გასცემენ აგრეთვე გამოსხივებით. თბოგაცემა გამოსხივებით დაშოკიდებულია სათბობი ხელსაწყო-ს ზომებსა და ფორმასზე, მის ტემპერატურასა და მასალაზე. სათბობი ხელსაწყოების ჯამ სათაფსის შემოშლული კონსტრუქციების ზედაპირების ურთიერთგანლაგებაზე. გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი გამოითვლება (3.1 ა) ფორმულის საშუალებით. თუ მივიღებთ, რომ დასხივიებულობის კოეფიციენტი $\varphi_{1-R} = 0,5$, ხოლო ტემპერატურული კოეფიციენტი $b_{1-R} = 1,3$, მაშინ თუჯის რადიატორებისათვის გამოსხივებით თბოგაცემის კოეფიციენტი იქნება

$$\alpha_{\text{გამ}} = b_{1-R} \varphi_{1-R} = 1,3 \cdot 0,5 = 0,65 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot \text{C}.$$

კონვექციით და გამოსხივებით, თბოგაცემის კოეფიციენტების მნიშვნელობების (7.7) ფორმულაში ჩასმით მივიღებთ, რომ

$$R_{\text{გამ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{გამ}}} = \frac{1}{0,65 + 3,3} = 1,01 \cdot 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C მ}^2/\text{ვტ}.$$

თუ გარე ზედაპირთან თერმული წინააღობის მიღებულ სიდიდეს შევადარებთ შიგა ზედაპირთან თბოგაცემის ($R_{\text{გამ}}$) და კედლის თბოგამტარობის ($R_{\text{კედ}}$) თერმულ წინააღობებს. დაეინახავთ, რომ ლი-

ონის გლუვზედაპირიანი სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის კოეფიციენტი ძირითადად განისაზღვრება ამ ხელსაწყოთა გარე ზედაპირის თბოგაცემით. არალითონური სათბობი ხელსაწყოებისათვის კი თბოგაცემის კოეფიციენტი დამოკიდებულია აგრეთვე კედლის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტზე.

ზოგიერთ ლითონურ სათბობს ხელსაწყოებს (კონვექტორები, წიბოვანი მილები, კალორიფერები) გარე ზედაპირების თბოგაცემის ფართობის გაზრდის მიზნით უკეთდებიათ სპეციალური გაწიბოვნება. გაწიბოვნება შეიძლება იყოს თუჯის ან ფოლადის, სწორკუთხა ან მრგვალი ღირფიტებით. ასეთი ხელსაწყოები სათავსს გადასცემენ სითბოს როგორც წიბოების, ასევე თვით ძირითადი მილის ზედაპირებიდან. გაწიბოვნებული მილების გარე ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით

$$\alpha_g = (\alpha_{g0} + \alpha_{g\text{გ}}) \left[1 - \frac{F_{\text{წიბო}}}{F_{\text{ზელ}}} (1 - E) \right], \quad (7.15)$$

სადაც $F_{\text{წიბო}}$, $F_{\text{ზელ}}$ არის შესაბამისად წიბოების და ხელსაწყოთა გარე ზედაპირის ფართობი. ხელსაწყოთა საერთო ფართობში შედის აგრეთვე მილის ის ფართობი, რომელზედაც მოთავსებულია წიბო ($F_{\text{წიბო}} + F_{\text{მილ}} = F_{\text{ზელ}}$):

E — წიბოს თერმული ეფექტურობის კოეფიციენტი, რომელიც ითვლისწინებს წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილებას. საერთოდ $E \leq 1$, რაც უფრო ახლოა წიბოს საშუალო ტემპერატურა მილის ტემპერატურასთან, მით მეტია E . მილისათვის, წიბოების გარეშე, $E = 1$.

ძლიერ გაწიბოვნებული სათბობი ხელსაწყოებისათვის გამოსხივებით თბოგაცემა უმნიშვნელოა. იგი შეადგენს საერთოდ გაცემული სითბოს 5—10%. ამიტომ (7.15) ფორმულით გაანგარიშების დროს ყურადღება უნდა დავუთმოთ კონვექციით გაცემული სითბოს რაოდენობას. გაწიბოვნებულ ზედაპირთან თავისუფალი კონვექციის დროს ძირითადად ადგილი აქვს მოძრაობის ლამინარულ რეჟიმს. თბოგაცემის კოეფიციენტის საანგარიშო კრიტერიალურ განტოლებებს კი, როდესაც $Pr = 0.7$, აქვს სახე:

ჰორიზონტალური მილებისათვის

$$Nu = 0,47 + Gr^{0,25}, \quad (7.16)$$

ვერტიკალური ფირფიტებისათვის

$$Nu = 0,76 Gr^{0,25}. \quad (7.17)$$

გაწიბონებული სათბობი ხელსაწყოებისათვის თბოგაცემის გაანგარიშება გვიჩვენებს, რომ თუჯის სწორკუთხა წიბოვანი მილებისათვის თვით წიბოების თბოგამტარობის წინაღობა, როდესაც მათი სიმაღლე 3—5 მმ-ია, შეგვიძლია უგულებელვყოთ.

გარსაცმიანი კონვექტორების თბოგადაცემის გამოკვლევებმა გვიჩვენებს, რომ ბუნებრივი კონვექციის შემთხვევაში მათი გარე ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტი პრაქტიკულად შეგვიძლია ავიღოთ $7 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$ -ის ტოლი.

საერთოდ გაანგარიშების დროს სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტები ($\text{ვტ/მ}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$) შეგვიძლია ავიღოთ შემდეგ ზღვრებში:

ბეტონის ვერტიკალური სათბობი პანელებისათვის — 11,5;
რადიატორებისათვის — 10;
გარსაცმიანი კონვექტორებისათვის — 7.

როგორც ჩანს, ყველაზე ნაკლებ სითბოს გამოსხივებით გაცემენ გარსაცმიანი კონვექტორები.

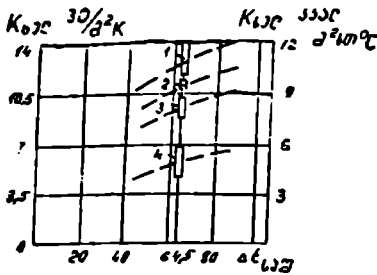
სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის ზემოთ განხილული ანალიზის საფუძველზე კიდევ ერთხელ შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ თანამშემოქმედებიდან სათავსისადმი სითბოს გადაცემის პროცესში თბური ნაკადის სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირთან თბოგაცემა კონვექციით.

ჩვენ მიერ ზემოთ განხილული გამოსახულებები გამოიყენება საბოლოო ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის წინასწარი ანალიზური გამოკვლევებისათვის.

როგორც ცნობილია, სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე გავლენას ახდენს მრავალი ფაქტორი, რომელთა გთვალისწინება ანალიზური მეთოდებით გაანგარიშების დროს არ ხერხდება. ამიტომ ყველა ახალი სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის დადგენა, გარდა ანალიზური მეთოდებისა, წარმოებს აქრეთვე ექსპერიმენტული გზით. მრავალი ფაქტორი, რომლებიც განიხილება თბოგადაცემის კოეფიციენტის დადგენისას, შეგვიძლია დავყოთ ძირითად და დამატებით ფაქტორებად.

ძირითად ფაქტორებს, რომლებიც განსაზღვრავენ ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტს, მიეკუთვნება ხელსაწყოების კონსტრუქციული თავისებურებანი და მათი ექსპლუატაციის პირობები.

სათბობი ხელსაწყოების სახე, მისი კონსტრუქციული თავისებურება საშუალებას გვაძლევს წინასწარ ვიმსჯელოთ ამ ხელსაწყოების თბოგადა-



ნახ. 7.2. სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობები:
 1—გლუვილიანი; 2—პანელური; 3—წიბოვანი ხელსაწყოები; 4—სექციური რადიატორები.

არებს და წიბოვან მილებს — დაბალი თბოგადაცემის კოეფიციენტები.

გლუვილიანი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტი მილიმეტრის ან მილების რიგის გაზრდით მცირდება. თბოგადაცემის კოეფიციენტის შემცირება გამოწვეულია იმ გარემოებით, რომ ხელსაწყოთა ფართობის გაზრდით ხელსაწყოს ზედაპირთან (განსაკუთრებით მის ზედა ნაწილში) სუსტდება კონვექციური თბოგაცემა. გარდა ამისა, მიღწეა რამდენიმე რიგის მოწყობის დროს ადგილი აქვს მილების თბოგადაცემის ზედაპირების ურთიერთდაეკრანებას. რაც იწვევს სათავსში გამოსხივებით თბოგადაცემის შემცირებას.

ბეტონის პანელური რადიატორების თბოგადაცემის კოეფიციენტი გამოიყვანა სათავსში მათი განლაგების სახეზე (ვერტიკალურად, ანუ ჰორიზონტალურად) და იგი მცირდება ხელსაწყო სიმაღლის და სიგრძის გაზრდით.

წიბოვანი მილების თბოგადაცემის კოეფიციენტის შემცირება გლუვიზედაპირიანი სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტთან შედარებით გამოწვეულია წიბოს სიმაღლის გასწვრივ ტემპერატურის დაცემით და წიბოების ზედაპირების ურთიერთდაეკრანებით. თბოგადაცემის კოეფიციენტის შემცირებას ადგილი აქვს მაშინაც, როდესაც წიბოვანი მილები ეწყობა რამდენიმე რიგად.

სექციური რადიატორებს აქვთ უფრო მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტი, ვიდრე წიბოვან მილებს და კონვექტორებს. თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე გავლენას ახდენს სექციაში სვეტების ფორმა და რაოდენობა. მანძილი სექციებს შორის, სექციის სიღრმე და სიმაღლე და ხელსაწყოში სექციების რაოდენობა.

ცემის კოეფიციენტის მოსალოდნელ მნიშვნელობაზე. 7.2 ნახაზზე წარმოდგენილი სხვადასხვა ტიპის სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტების მნიშვნელობები ერთი და იგივე ტემპერატურულ პირობებში. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, გლუვილიანი სათბობი ხელსაწყოებს აქვთ შედარებით მაღალი, სექციური რადიატორებს — საშუალო, ხოლო კონვექტორ-

კონვექტორების თბოგადაცემის კოეფიციენტი, გარდა ზემოთ ჩამოთვლილი ფაქტორებისა. დამოკიდებულია არეთვე წიბოების სისქეზე, სიმაღლეზე და მათ შორის მანძილზე. თბოგადაცემის კოეფიციენტის მაქსიმალურ მნიშვნელობას ვღებულობთ, როდესაც ბიჯი წიბოებს შორის 6 მმ-ია, ხოლო მათი ზომებია 50×100 მმ.

ექსპლუატაციის პირობებში სათბობი ხელსაწყოს თბოგადაცემს k კოეფიციენტი იცვლება თბომემცველის მოძრაობის w სიჩქარის ტემპერატურული Δt დაწნევის და ჰაერის მოძრაობის v სიჩქარის ცვლილებით

$$k = f(w, \Delta t, v). \quad (7.18)$$

ტემპერატურული დაწნევა ანუ ტემპერატურული Δt სხვაობა დამოკიდებულია $t_{\text{თ.ა}}$ თბომემცველის და სათბობის ჰაერის $t_{\text{ბ}}$ ტემპერატურებზე

$$\Delta t = t_{\text{თ.ა}} - t_{\text{ბ}}. \quad (7.19)$$

რაც უფრო მაღალია ტემპერატურული Δt დაწნევა, მით მეტია სათბობი ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტი.

ექსპერიმენტის დროს თბომემცველის (წყლის) ტემპერატურაზე სათბობ ხელსაწყოებში ვღებთ მის საშუალო მნიშვნელობას, რომელიც ტოლია ხელსაწყოში შესული ($t_{\text{შეს}}$) და მისგან გამოსული ($t_{\text{გამ}}$) წყლის ტემპერატურების საშუალო არითმეტიკულის. სინამდვილეში თბომემცველის ტემპერატურა საშუალო არითმეტიკულზე უფრო დაბალია. ამიტომ ტემპერატურული დაწნევა, რომელიც გამოითვლება თბომემცველის საშუალო არითმეტიკულის მიხედვით, წარმოადგენს ფარდობით საანგარიშო სიდიდეს როგორც სათბობი ხელსაწყოების გამოცდისას. ასევე კონკრეტული სათბობი ხელსაწყოს ბურების ფართობის დადგენისას.

სათბობ ხელსაწყოში თბომემცველის მოძრაობის სიჩქარე დამოკიდებულია ხელსაწყოს შიგა კვეთის ფართობზე და წყლის $G_{\text{ხელ.ბარ.}}$ წყლის ხარჯის განზრდით იზრდება ხელსაწყოს ზედაპირის ტემპერატურა, რაც თავის მხრივ იწვევს თბოგადაცემის კოეფიციენტის გაზრდას.

ხელსაწყოს გარე ზედაპირთან ჰაერის მოძრაობის v სიჩქარე, თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს კალორიფერებში, რომელთა ზედაპირებთანაც ადგილი აქვს ჰაერის იძულებით მოძრაობას. სხვა სათბობ ხელსაწყოებში, რომელთა გარე ზედაპირთან ადგილი აქვს ბუნებრივ კონვექციას, ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე ნაკლებ გავლენას ახდენს თბოგადაცემის კოეფიციენტის

სიდიდეზე. ამიტომ ასეთი ხელსაწყოებისათვის ν წარმოადგენს დამატებით ფაქტორს. რომელიც მოქმედებს თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების შედეგად რაიმე ახალი საბაზისი ხელსაწყო თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეს წარმოადგენენ შემდეგი სახის ემპირიული გამოსახულებით

$$k_{\text{ხელ}} = m \Delta t_{\text{სა}}^n \bar{G}^p, \quad (7.20)$$

სადაც m , n , p — ექსპერიმენტული რიცხვითი მნიშვნელობებია. რომლებიც გამოხატავენ ხელსაწყო კონსტრუქციულ და ჰიდრავლიკურ თავისებურებებს:

\bar{G} — ხელსაწყოში წყლის ფარდობითი ხარჯი.

წყლის ფარდობითი ხარჯი წარმოადგენს ხელსაწყოში წყლის ნამდვილი ხარჯის ფარდობას ხელსაწყო ნიმუშის გამოცდის დროს მიღებულ წყლის ხარჯთან. კონვექტორების ნიმუშების გამოცდის დროს წყლის ხარჯი ტოლია 300 კგ/სთ. ამიტომ ამ ხელსაწყოებისათვის

$$\bar{G}_{\text{კონ}} = \frac{G_{\text{ხელ}}}{300}. \quad (7.21)$$

წიბოვანი მილებისათვის წყლის ხარჯი 35 კგ/სთ ტოლია. ამიტომ

$$\bar{G}_{\text{წიბ.მილ}} = \frac{G_{\text{ხელ}}}{35}. \quad (7.22)$$

ამ ფორმულებში $G_{\text{ხელ}}$ არის ხელსაწყოში წყლის ნამდვილი ხარჯი.

სექციური და პანელური რადიატორების ნიმუშების გამოცდის დროს წყლის ხარჯი შეადგენს 17,4 კგ/(სთ. ეკმ). ეს ხარჯი მიეკუთვნება ხელსაწყო ხურების ზედაპირის ეკვივალენტური ფართობის 1 კვადრატულ მეტრს. ამიტომ რადიატორების თბოგადაცემის კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით

$$k_{\text{ხელ}} = m \Delta t_{\text{სა}}^n \left(\frac{\bar{G}}{F_{\text{ხელ}}} \right)^p \quad (7.23)$$

სადაც წყლის ფარდობითი ხარჯი ტოლია

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{ხელ}}}{17,4}. \quad (7.24)$$

იმ მრავალრიცხოვანი დამატებითი ფაქტორებიდან, რომლებიც გავლენას ახდენენ საბაზისი ხელსაწყო თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე, შეგვიძლია გამოვყოთ: სათაესში ხელსაწყო განლაგების

ადგილი, ხელსაწყო-ს ფერი, ხელსაწყო-ს თბოსადენებთან მიერთების სქემები და სხვ.

სათბობი ხელსაწყოების თბოსადენებთან მიერთების სქემები ნაჩვენებია 7.1 ცხრილში.

როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, სათბობი ხელსაწყოები მათი ჰიდრავლიკური თავისებურებების მიხედვით იყოფა სამ ჯგუფად. პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება სექციური და პანელური რადიატორები, მესამე ჯგუფს — გარსაცმისანი კონვექტორები, ხოლო სხვა დანარჩენი ხელსაწყოები გაერთიანებულია მეორე ჯგუფში.

პირველი ჯგუფის ესკიზებზე ნაჩვენებია თბოსადენების რადიატორებთან მიერთების სამი ძირითადი სქემა: სქემა № 1 — ცალმხრივი და ორმხრივი მიერთება წყლის მოძრაობით ზემოდან ქვემოთ; სქემა № 2 — ორმხრივი მიერთება წყლის მოძრაობით ქვემოთ და სქემა № 3 — ცალმხრივი მიერთება წყლის მოძრაობით ქვემოთ ზემოთ.

PCF ტიპის რადიატორებისათვის დასაშვებია მხოლოდ ცალმხრივი მიერთება № 1 ან № 3 სქემებით.

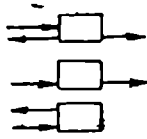
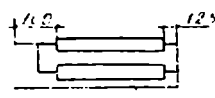
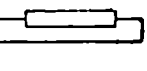
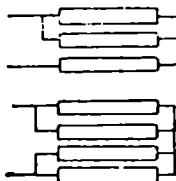
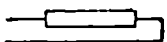
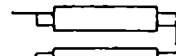
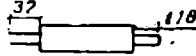
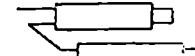
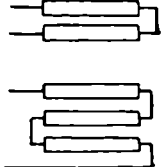



მეორე ჯგუფის ესკიზებზე ნაჩვენებია სახურებელი ელემენტების დაყენება ერთ-ერთ ხარუსად (სქემები № 1—7) და ორ რიგად (სქემები № 8 და 9). სახურებელი ელემენტები თბოშემცველის (წყლის) მიმართ შეიძლება იყოს მიერთებული მიმდევრობით (სქემები № 2—4 და 8), პარალელურად (სქემა № 5) და პარალელურ-მიმდევრობით (სქემები № 6, 7 და 9).

მესამე ჯგუფის ესკიზებზე ნაჩვენებია კონვექტორის გარსაცმში სახურებელი ელემენტის პორიზონტალური (სქემა № 1) და ვერტიკალური (სქემა № 2—4) განლაგება, ამასთანავე სქემა № 2 ითვალისწინებს სახურებელი ელემენტის მიღების მიმდევრობით მიერთებას, წყლის მოძრაობით ზემოდან ქვემოთ, სქემა № 3 ითვალისწინებს მიღების მიმდევრობით მიერთებას წყლის მოძრაობით ქვემოთ ზემოთ და სქემა № 4 ითვალისწინებს სახურებელი ელემენტის მიღების პარალელურ მიერთებას წყლის მოძრაობით ზემოდან ქვემოთ.

ზემოთ განხილული სქემების ჰიდრავლიკური თავისებურებანი გაელენას ახდენენ სათბობი ხელსაწყო-ს თბოგადაცემაზე, რაც (6.169) და (6.172) ფორმულებში გათვალისწინებულია m კოეფიციენტით. 7.2 ცხრილში წარმოდგენილია სათბობი ხელსაწყოების თბოსადენებთან მიერთების სხვადასხვა სქემებისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტის საანგარიშო ემპირიული ფორმულები.

თუ სათბობ ხელსაწყოებად გამოყენებულია „აკორდის“ ტიპის კონვექტორები, მაშინ 7.1 ცხრილში ნაჩვენები სქემების შესაბამისად

სათბობი ხელსაწყოების მიერთების სქემები წყლით სათბობი სისტემის თბოსაღწევთან

სქემის №	ციკლების სქემა	სქემის №	მიერთების სქემა
1	<p>თუჯის სექცული და ფოლადის ტიპის რადიატორები</p> 	5	
3	<p>კონვექტორები „კორდი“, „K П“, „პროგრესი“, „წიბოჯანი“ და გლუვი მილები</p> 	6	
1		7	
2		8	
3		9	 <p>გარსცემიანი კონვექტორები „კონფორტი“, „რითმი“</p>
4		1	
4		2	
		3	
		4	

სათბობი ხელსაწყოების თბოგადაცემის კოეფიციენტის
საანგარიშო ფორმულები

სათბობი ხელსაწყო	თბოშენცველის ხარჯი		შიერთებრს სქემის № 2 ცხრილის შეხედვით	თბოგადაცემის კოეფიციენ- ტი $k_{\text{ხელ. ვარ. ევ}}$		
	სტანდარტუ- ლი $G_{\text{სტ.}} / \text{მ}^2$	ფარდობითი, $(G/F)_{\text{ხელ}}$				
1	2	3	4	5		
თულის სექ- ციური რა- დიატორი	17,4	$\leq 7,0$	1	$2,25 \Delta_{\text{საგ}}^{0,3} \bar{G}^{0,03}$		
			2	$3,78 \Delta_{\text{საგ}}^{0,15} \bar{G}^{0,08}$		
			3	$2,21 \Delta_{\text{საგ}}^{0,15} \bar{G}^{0,07}$		
		$> 7,0$	1	$2,38 \Delta_{\text{საგ}}^{0,8}$		
			2	$4,42 \Delta_{\text{საგ}}^{0,18}$		
			3	$2,53 \Delta_{\text{საგ}}^{0,25}$		
ფოლადის პა- ნელური რა- დიატორი, PCB	17,4	$\leq 7,1$	1	$2,25 \Delta_{\text{საგ}}^{0,8} \bar{G}^{0,013}$		
			3	$1,78 \Delta_{\text{საგ}}^{0,3} \bar{G}^{0,045}$		
		$> 7,0$	1	$2,3 \Delta_{\text{საგ}}^{0,8}$		
			3	$1,95 \Delta_{\text{საგ}}^{0,8}$		
		რგვე, $PCF-1$	17,4	$\leq 8,6$	1,3	$1,9 \Delta_{\text{საგ}}^{0,34} \bar{G}^{0,06}$
				$> 8,6$	1,3	$2,12 \Delta_{\text{საგ}}^{0,81}$
PCF-2	17,4	$\leq 17,2$	1*	$2,25 \Delta_{\text{საგ}}^{0,3} \bar{G}^{0,016}$		
			3	$1,85 \Delta_{\text{საგ}}^{0,3} \bar{G}^{0,068}$		
		$> 17,2$	1	$2,35 \Delta_{\text{საგ}}^{0,8}$		
			3	$2,23 \Delta_{\text{საგ}}^{0,3}$		

1	2	3	4	5
კონექტორები, წიბოვანი და გლუვი მილები				
კონექტორები აკონტორტი-20 ⁰ , წიბოვანი	300	$\frac{r_{\text{ხელ}}}{300} \leq 0.03$	1	$2.08 \Delta_{\text{საგ}}^{0.25} \bar{G}^{0.18}$
		$\frac{r_{\text{ხელ}}}{300} > 0.03$	1	$1.62 \Delta_{\text{საგ}}^{0.15} \bar{G}^{0.07}$
კონექტორები: აკონტორტი-20 ⁰	300	$r_{\text{ხელ}}/300$	2	$3.41 \Delta_{\text{საგ}}^{0.2} \bar{G}^{0.08} \psi^{***}$
		$G_{\text{ხელ}}/300$	2	$2.77 \Delta_{\text{საგ}}^{0.25} \bar{G}^{0.1} \psi^{***}$
წიბოვანი მილები	35	$G_{\text{ხელ}}/35$	1	$2.25 \Delta_{\text{საგ}}^{0.1} \bar{G}^{0.08}$
			2	$2.035 \Delta_{\text{საგ}}^{0.1} \bar{G}^{0.08}$
			3	$1.81 \Delta_{\text{საგ}}^{0.8} \bar{G}^{0.08}$
ვლემილიანი ხელსაწყო დამატებით: ძაირ 32 მმ, ძაირ 40 — 100 მმ	—	—	1	$2.67 \Delta_{\text{საგ}}^{0.12}$
	—	—	2, 3, 4	$1.92 \Delta_{\text{საგ}}^{0.12}$
	—	—	1	$1.84 \Delta_{\text{საგ}}^{0.12}$
	—	—	—	$1.57 \Delta_{\text{საგ}}^{0.12}$

* — ორიგად დაყენების დროს № 1 სქემის მიხედვით $k_{\text{ხელ}} = 2.26 \Delta_{\text{საგ}}^{0.2}$ (წყლის ხარჯი 50—450 კგ/სთ);

** — უფრო ზუსტად $\bar{G} = \frac{r_{\text{ხელ}}/300 - 0.08}{0.92}$;

*** — $\Delta_{\text{საგ}}$ -ს შესწორება შეადგენს $\psi = 1 - 0.002 \Delta_{\text{საგ}}$.

მ კოეფიციენტის მნიშვნელობები უნდა ავიღოთ შემდეგ ზღვრებ-

მიერთების სქემის .N	—2	5	7	8	9
m	—2,94	3,21	2,90	2,99	2,7

წარმოებიდან მოხსნილი კონექტორების (პლინტუსური ფოლადის КП — ტიპის, „პროგრესის“, პლინტუსური თუჩის ЛТ — :0 — ტიპის) თბოგადაცემის კოეფიციენტების გამოსათვლელად შეგვიძლია ვისარგებლოთ საცნობარო ლიტერატურაში მოცემული ფორმულებით.

ჩვენ მიერ განხილული ფორმულები გვაძლევენ საშუალებას განვსაზღვროთ შეუღებადი ხელსაწყოს 1 მ² ეკვივალენტური ფართობის თბოგადაცემა. გლუვი ზედაპირის მქონე სათბობი ხელსაწყოს შეეღება იწვევს მისი თბოგადაცემის კოეფიციენტის ცვლილებას, ხოლო წიბოვანი ხელსაწყოების ზედაპირის შეღება პრაქტიკულად არ მოქმედებს მისი თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე. საღებავები, რომლებსაც აქვთ მაღალი გამოსხივების უნარი, ზრდის ხელსაწყოს თბოგადაცემას. შეღებილი რადიატორების თბოგადაცემის ცვლილების ექსპერიმენტული მონაცემები ნაჩვენებია 7.3 ცხრილში.

სათბობი ხელსაწყოთა თბოგადაცემა იცვლება აგრეთვე მაშინ, როდესაც ხელსაწყო დაყენებულია სპეციალურ ნიშაში ან დაფარულია დეკორატიული გისოსით. სათბობი ხელსაწყოთა თბოგადაცემაზე გავლენას ახდენს გარე ზედაპირის დამუშავების ხარისხი, შიგა ზედაპირის გაქუჩყიანება, ხელსაწყოში ჰაერის არსებობა და სხვა საექსპლუატაციო ფაქტორები.

ცხრილი 7.3

ხურების ზედაპირის შეღების გავლენა რადიატორების თბოგადაცემის კოეფიციენტზე

რადიატორის ტიპი	საღებავის შემადგენლობა და ფერი	თბოგადაცემის ცვლილება, %
თუჯის სექციური	თეთრის თეთრა (ტრაკოტის ფერი)	+2.2
	საღებავი, გახსნილი ბენზინში (მქრქალი ზედაპირი)	+0.9
	იგივე ოლიფაზე (ბრჭყვიალა ზედაპირი)	-1.7
	ალუმინის საღებავი გახსნილი ნეტროლაქში	-8.5
ფოლადის პანელური	იგივე	-13

§ 7. 2 ხელსაწყოთა ეკვივალენტური ხურების ფართობი

სათბობი ხელსაწყოთა ახალი კონსტრუქციის დამუშავებისას და ქარხანაში მისი დამზადების დროს ყოველმხრივ იღწვიან. რომ, ერთი მხრივ, გაზარდონ ხელსაწყოთა თბოგადაცემის კოეფიციენტი, მეორე მხრივ კი — გაზარდონ თითოეული ელემენტის გარე ზედაპირის ფართობი, რომელიც თავის მხრივ წარმოადგენს გამოშვებული პროდუქციის მოცულობის საზომს.

1957 წლიდან ყველა სათბობი ხელსაწყოთა თბოგადაცემის ფართობის საზომ ერთიან თბოტექნიკურ და საწარმოო მაჩვენებლად მიღებულია პირობითი ეკვივალენტური ერთეული — ეკვივალენტურია ხურების ფართობის კვადრატული მეტრი ან მოკლედ ეკვივალენტური

კვადრატული მეტრი (კვმ).

ეკვივალენტური კვადრატული მეტრი ეწოდება სტანდარტულად დაყენებულ ისეთი სათბობი ხელსაწყოთა ფართობს, რომელიც გადასცემს სათავსის ჰაერს 506 ვტ თბურ ნაკადს, თუ ხელსაწყოში თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურა ტოლია 82,5°C-ის, ხოლო სათავსის ჰაერის ტემპერატურაა 18°C. სტანდარტულად მიღებულია ხელსაწყოთა დაყენება ღიად. გარე კედელთან, როდესაც მილები ხელსაწყოთან მიერთებულია ცალმხრივ.

როდესაც ხელსაწყოში შესული თბოშემცველის ტემპერატურაა 95°C, ხოლო მისგან გამოსული თბოშემცველის ტემპერატურა კი 70°C, ხელსაწყოში თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურა იქნება

$$t_{\text{ს.შ.}} = \frac{t_{\text{შეს.}} + t_{\text{გამ.}}}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^{\circ}\text{C}.$$

თუ სათავსის ჰაერის ტემპერატურაა 18°C, მაშინ სტანდარტული ტემპერატურული სხვაობა იქნება

$$\Delta t_{\text{სტ.}} = 82,5 - 18 = 64,5^{\circ}\text{C},$$

რომელიც მიღებულია საანგარიშოდ სათბობი ხელსაწყოების თბოტექნიკური მახასიათებლების შედარების დროს.

იმისათვის, რომ სათბობში ხელსაწყომ სათავსს მიაწოდოს 506 ვტ სითბო, საჭიროა სათბობი ხელსაწყოთა 1 ეკვივალენტურ კვადრატულ მეტრში გავატაროთ

$$G = \frac{0,86 \cdot 506}{95 - 70} = 17,4 \text{ კგ/სთ ეკმ}$$

რაოდენობის წყალი.

წყლის ეს ხარჯი მიღებულია სტანდარტულად ახალი ტიპის რადიატორების გამოცდის დროს (თბოგადაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრის დროს). კონვექტორების გამოცდის დროს კი წყლის ხარჯი ტოლია 300 კგ/სთ.

ეტალონად მიღებულია H-136 ტიპის რადიატორი, რომელიც 1957 წელს გამოდიოდა სერიულად. ამ ხელსაწყოთა ფიზიკური შედეგების 1 მ² ფართობიდან (4 სექციის ფართობი), სტანდარტულ პირობებში გამოცდისას, სათავსს გადაეცემა 506 ვტ თბური ნაკადის სიდიდე. ამიტომ ეტალონური რადიატორის ერთი ეკვივალენტური კვადრატული მეტრი მისი 1 კვ. მეტრი ფიზიკური ფართობის ტოლია.

ნებისმიერი სათბობი ხელსაწყო თბოტექნიკურად უფრო სრულყოფილი იქნება, ვიდრე ეტალონური რადიატორი, თუ ამ ხელსაწყოთა ეკვივალენტური ხურების ფართობი იქნება მეტი მის ფიზიკურ ფარ-

თობზე. ასე, მაგალითად, თუ ხელსაწყოს თბოგადაცემის ეკვივალენტური ფართობია $F_{\text{ეკ}} = 6$ ეკმ, ხოლო ფიზიკური ფართობი $F_{\text{ფ}} = 5$ მ², მაშინ მისი ერთი ეკვივალენტური კვადრატული მეტრი იქნება $1 \text{ ეკმ} = \frac{5}{6} \text{ მ}^2$ და 506 ეტ სითბოს სტანდარტულ პირობებში სათავეს გადასცემს 222 კმ ხელსაწყოს $\frac{5}{6} \text{ მ}^2$ ფიზიკური ზედაპირი ან, სხვა-ნაირად რომ ვთქვათ, ამ ხელსაწყოს $1 \text{ მ}^2 = \frac{6}{5} \text{ ეკმ}$. ასეთი ხელსაწყოს 1 მ^2 ფიზიკური ზედაპირიდან სათავეს გადაეცემა თბური ნაკადი $506 \cdot \frac{6}{5} = 607 \text{ ეტ/მ}^2$.

თანტექნიკური თვალსაზრისით სრულყოფილია ის სათბობი ხელსაწყო, რომლის უფრო ნაკლები ფართობიც გადასცემს სათავეს 506 ეტ თბურ ნაკადს. ასე, მაგალითად, ქარხნის მიერ გამოშვებული 1000 მ² ფოლადის რადიატორების ეკვივალენტური ფართობია 1400 ეკმ, ხოლო 1000 მ² წიბოვანი მილების კი — 690 ეკმ.

თუ ვისარგებლებთ თბოგადაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელი (6.15?) ფორმულით. შეგვიძლია დავწეროთ თბური ნაკადის სიმკვრივის (ე. ი. იმ თბური ნაკადის სიდიდის, რომელიც გადაეცემა ხელსაწყოს 1 ეკმ-დან) საანგარიშო ფორმულა

$$q_{\text{ეკმ}} = k_{\text{ეკმ}} \Delta t_{\text{ეკმ}} = (m \Delta t_{\text{ეკმ}} G) \Delta t_{\text{ეკმ}} = m \Delta t_{\text{ეკმ}}^2 G. \quad (7.25)$$

ეს ფორმულა წარმოდგენილია (6.172) ფორმულის გაუთვალისწინებლად, რომელიც გამოიყენება რადიატორების თბოგადაცემის კოეფიციენტის გამოსათვლელად და რომელშიც შედის ხელსაწყოთა საანგარიშო ფართობი. ეს ფართობი კი წინასწარ არ არის ცნობილი. ამიტომ (6.174) ფორმულით გამოთვლილი $q_{\text{ეკმ}}$ სიდიდე სექციურა და პანელური რადიატორებისათვის იქნება რამდენადმე გადიდებული. ამიტომ გაანგარიშების დროს საჭიროა შესწორების გათვალისწინება. (7.25) ფორმულაში ტემპერატურული სხვაობა $\Delta t_{\text{ეკმ}}$ დამოკიდებულია სათბობ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურაზე.

ერთპილოვან წყლით სათბობ სისტემაში, სადაც სათბობი ხელსაწყოები მიერთებულია მიმდევრობით, ცნობილია მხოლოდ ხელსაწყოში შესული წყლის $t_{\text{შეს}}$ ტემპერატურა, ხოლო ხელსაწყოდან გამოსული წყლის ტემპერატურა დამოკიდებულია ხელსაწყოში წყლის

ცხელ ხარჯზე. ამიტომ საშუალო ტემპერატურის გამოსათვლელი ფორმულა ჩაიწერება ასე

$$t_{\text{საშ}} = t_{\text{გვ}} - 0,5 \Delta t_{\text{ხელ}} = t_{\text{გვ}} - \frac{0,5 Q_{\text{ხელ}}}{G_{\text{ხელ}}}, \quad (7.26)$$

სადაც $Q_{\text{ხელ}}$ არის ხელსაწყოს თბური დატვირთვა.

ორმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში, სადაც სათბობი ხელსაწყობები ჩართულია პარალელურად, ხელსაწყოში შესული და მისგან გამოსული წყლის ტემპერატურები აიღება ყველა ხელსაწყოსათვის ერთნაირი, მიმწოდებელ თბოსადენებში წყლის გაცივების გაუთვალისწინებლად. ხელსაწყოში შესული წყლის ტემპერატურა აიღება სისტემაში ცხელი წყლის ტემპერატურის ტოლი. ხოლო ხელსაწყოდან გამოსული წყლის ტემპერატურა სისტემაში — გაცივებული წყლის $t_{\text{გ}}$ ტემპერატურის ტოლი. ამიტომ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა იქნება

$$t_{\text{საშ}} = \frac{t_{\text{გვ}} + t_{\text{გაშ}}}{2} = \frac{t_{\text{ჩხ}} + t_{\text{ჩ}}}{2}. \quad (7.27)$$

გარდა ტემპერატურული სხვაობისა, თბური ნაკადის სიმკვრივეზე გავლენას ახდენს სათბობ ხელსაწყოში წყლის ხარჯი და ხელსაწყოში წყლის მოძრაობის ხასიათი, რომელიც განისაზღვრება თბოსადენებთან სათბობი ხელსაწყობების მიერთების სქემით.

ამ ფაქტორების გავლენა განვიხილოთ თუჯის სექციური რადიატორების მაგალითზე. 7.4 ცხრილში წარმოდგენილია აღნიშნული რადიატორების თბური ნაკადის სიმკვრივეები ერთი და იგივე ტემპერატურულ შუალედში $\Delta t_{\text{საშ}} = 64,5$, როდესაც წყლის ფარდობითი ხარჯი $\frac{G}{F_{\text{ხელ}}}$ იცვლება 1-დან 7-მდე.

ცხრილი 7.4

თუჯის ხექციური რადიატორების თბური ნაკადის ზედაპირული $q_{\text{კვკ}}$ სიმკვრივე, როდესაც $\Delta t_{\text{საშ}} = 64,5^{\circ}\text{C}$

მიერთების სქემის № 6.30 ცხრილის მიხედვით	თბური ნაკადის სიმკვრივე $q_{\text{კვკ}}$ ვტ/კვმ, როდესაც წყლის ფარდობითი ხარჯი $\frac{G}{F_{\text{ხელ}}}$ ტოლია					
	1		5		7	
	ვტ/მ ²	%	ვტ/მ ²	%	ვტ/მ ²	%
1—ზემოდან ქვემოთ	506	100	532	105	537	106
2—ქვემოდან ქვემოთ	455	90	518	102	532	105
3—ქვემოდან ზემოთ	404	80	452	89	463	92

როდესაც წყლის ფარდობითი ხარჯი $\frac{\bar{G}}{F'_{\text{ხელ}}} = 1$ (წყლის ასეთი ხარჯი ახასიათებს ორმილოვანი სათბობი სისტემების ხელსაწყოებს), თბური ნაკადი მე-2 სქემის დროს 1-თან შედარებით მცირდება 10%-ით, ხოლო მე-3 სქემის დროს — 20%-ით. როდესაც წყლის ფარდობითი ხარჯი $\frac{\bar{G}}{F'_{\text{ხელ}}}$ იზრდება 1-დან 7-მდე, შესაბამისად იზრდება თბური ნაკადის სიდიდეც. თბური ნაკადის სიდიდის ზრდა სხვადასხვა-ნაირია სხვადასხვა სქემის დროს. 1-ლი სქემის შემთხვევაში თბური ნაკადის სიდიდე იზრდება სულ რაღაც 6%-ით. როდესაც სათბობ ხელსაწყოში წყალი მოძრაობს ქვემოდან — ქვემოთ (სქემა № 2), თბური ნაკადის სიდიდე მნიშვნელოვნად იზრდება (15%-ით) და იგი აღწევს № 1 სქემის შემთხვევაში თბური ნაკადის სიდიდეს. ეს ფაქტია კი მიუთითებს იმ გარემოებაზე, რომ ჰორიზონტალურ ერთმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში, წყლის მნიშვნელოვანი ხარჯით. ტექნიკურ-ეკონომიკურად მიზანშეწონილია თუჯის სექციური რადიატორების გამოყენება.

ქვემოდან ზემოთ წყლის მოძრაობის დროს (სქემა № 3) თბური ნაკადის სიმკვრივე იზრდება 12%-ით, მაგრამ თბური ნაკადის სიდიდე ამ შემთხვევაში სხვა სქემებთან შედარებით დაბალია, რაც იწვევს სათბობი ხელსაწყოების ფართობის გაზრდას. ამიტომ არ შეიძლება ჩაითვალოს რაციონალურად სექციური ან პანელური რადიატორების გამოყენება „გადმოპირქვავებული“ ცირკულაციის ან ზოგჯერ „Π-სებრი“ დგარების მქონე ერთმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში. თუ ხელსაწყოთა, წყლის მოძრაობით ქვემოდან ზემოთ, მოწყობილია ჩამკეტი უბანი, იგი იწვევს ხელსაწყოს ფართობის კიდევ უფრო გაზრდას. ანალოგიურ მოვლენას აქვს ადგილი მრავალპარუსიან სათბობ ხელსაწყოებში მილისებრი სახურებელი ელემენტებით. ასე, მაგალითად, МИСН-ის გამოკვლევებმა გვიჩვენეს, რომ გლუვმილიანი ორპარუსიანი სათბობი ხელსაწყოს თბოგადაცემა წყლის მოძრაობით ქვემოდან — ზემოთ. როდესაც მილის დიამეტრია $d_3 = 76$ მმ და თბოშემცველის მიმართ მიერთებულია მ.ქ.დეერობით, სათბობ ხელსაწყოში წყლის ზემოდან ქვემოთ მოძრაობასთან შედარებით — მცირდება 9%-ით.

სათავის გასათბობად საჭირო სათბობი ხელსაწყოების ხარჯების ფართობი გამოითვლება ფორმულით

$$F_{\text{სათ}} = \frac{Q_{\text{ხელ}}}{q_{\text{სათ}}}, \quad (7.28)$$

სადაც $Q_{\text{ხელ}}$ არის სათბობის რაოდენობა, რომელიც უნდა გადასცეს სათბობმა ხელსაწყო სათავს და იგი ტოლია

$$Q_{\text{ხელ}} = Q_{\text{სათ}} - 0,9 Q_{\text{თბოსაღ.}}, \quad (7.29)$$

სადაც $Q_{\text{სათ}}$ არის სათავის საანგარიშო თბოდანაკარგები, ვტ:

$Q_{\text{თბოსაღ.}}$ — ღიად გაყვანილი თბოსადენების მიერ გაცემული თბური ნაკადი სათავსში, ვტ. ეს უკანასკნელი ტოლია

$$Q_{\text{თბოსაღ.}} = q_{\text{ვერტ}} l_{\text{ვერტ}} + q_{\text{ჰორ}} l_{\text{ჰორ}} \quad (7.30)$$

სადაც $q_{\text{ვერტ}}$ და $q_{\text{ჰორ}}$ — შესაბამისად 1 გრძ. მ. ვერტიკალური და ჰორიზონტალური მილების თბოგაცემაა, ვტ/მ (იხ. დანართები 12 და 13).

(7.28) ფორმულაში $q_{\text{სათ}}$ — თბური ნაკადის სიმკვრივე, ანუ სათბობის რაოდენობა, რომელსაც გაცემს სათბობი ხელსაწყო 1 ეკმ. მისი მნიშვნელობა გამოითვლება (7.25) ფორმულით. ამ ფორმულით სარგებლობის დროს ტემპერატურული დაწვევის ($\Delta t_{\text{სათ}}$) გასაგებად წინასწარ საჭიროა სათბობ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურის განსაზღვრა.

ერთმილოვანი დგარისათვის (ან ერთმილოვანი შტოსათვის ჰორიზონტალურ სისტემაში)

$$t_{\text{სათ}} = t_{\text{ც}} - \Delta t_{\text{სათ}} - \left(\sum Q_{\text{სათ}} - \frac{0,5 Q_{\text{ხელ}}}{\alpha} \right) \frac{\beta_1 \beta_2}{\alpha G_{\text{ც}}}, \quad (7.31)$$

ორმილოვანი დგარისათვის

$$t_{\text{სათ}} = 0,5 [t_{\text{ც}} - \Delta t_{\text{სათ}} + \Delta t_{\text{ც.დ.}}] + t_{\text{ც}}, \quad (7.32)$$

სადაც $t_{\text{ც}}$ და $t_{\text{ც.დ.}}$ არის შესაბამისად წყლის ტემპერატურები მიმწოდებელ და უკუთბოსადენებში:

$\sum Q_{\text{სათ}}$ — განსახილველ სათავსამდე მდებარე ყველა სათავის თბოდანაკარგების ჯამი (სათავსები აითვლება დგარში ან განშტოებაში წყლის მოძრაობის მიმართულებით);

$\Delta t_{\text{ავ}}$ -- მიმწოდებელ მაგისტრალის უბნებზე (თბოგა-
დაცემიდან დგარამდე ან განშტოებამდე) წყლის
ტემპერატურის ჯამური შემცირება. მისი მნიშვნე-
ლობა განისაზღვრება სპეციალური საცნობარო ლი-
ტერატურის მიხედვით. საორიენტაციოდ კი $\Delta t_{\text{ავ}}$
მნიშვნელობები იზოლირებული მიმწოდებელი მა-
გისტრალის ყოველ 10 მეტრზე (ტუმბოვანი სის-
ტემებისათვის) აიღება შემდეგ ზღვრებში:

პირობითი დიამეტრი $D_{\text{ავ}}$ 25—40 მმ 50 მმ 76—108 მმ 133—159 მმ

$\Delta t_{\text{ავ}} - 10$ გრდ. მ 0,4°C 0,3°C 0,2°C 0,1°C

მიმწოდებელი ანუ ცხელი დგარის უბნებზე წყლის ტემპერატუ-
რის ჯამური შემცირება გამოითვლება (6.148) ფორმულით.

β_1 და β_2 კოეფიციენტების მნიშვნელობები მოცემულია 6.9

6.10 ცხრილში. α — წყლის ნედლეულის კოეფიციენტი.

(7.25) ფორმულა შეგვიძლია გავაძარტივოთ და წარმოვადგინოთ
შემდეგა სახით

$$q_{\text{ავ}} = \varphi \Delta t_{\text{ავ}}^{1+n} \quad (7.33)$$

ე. თბური ნაკადის ზედაპირული სიმკვრივე $q_{\text{ავ}}$ (ვტ/მკმ)
დამოკიდებულია მხოლოდ ტემპერატურულ დაწნევაზე φ შემას-
წორებელი კოეფიციენტით, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$\varphi = m \bar{G}^p, \quad (7.34)$$

რომელიც ითვალისწინებს ხელსაწყოთა კონსტრუქციულ თავისებურ-
ბებს, მიერთების სქემებს და სათბობ ხელსაწყოში წყლის ფარდო-
ბით ხარჯს (\bar{G}). შემასწორებელი φ კოეფიციენტი შეიძლება
წინასწარ იქნეს გამოთვლილი (7.34) ფორმულით. მაშინ თბური ნა-
კადის $q_{\text{ავ}}$ სიმკვრივის გასაგებად საჭირო იქნება მხოლოდ
ტემპერატურული დაწნევის გაგება. როდესაც ხარისხის მაჩვენებელი
1 + n ტოლია (n კოეფიციენტის მნიშვნელობები მოცემულია
7.2 ცხრილში). (7.34) ფორმულით ვართვლილი შემასწორებელი კო-
ეფიციენტის φ -ს მნიშვნელობები მოცემულია 7.5 ცხრილში.

მას შემდეგ, რაც (7.28) ფორმულით გამოეთვლით სათბობი ხელ-
საწყოთა საჭირო ხურების ფართობს. საჭიროა გამოითვალოს ხელსაწ-
ყოს საანგარიშო ხურების ფართობი.

რადიატორებისათვის, რომლებშიც წყლის ფარდობითი ხარჯი

ფ კორდინატის მნიშვნელობები, რომლებზე ითვალისწინება წლის ხარისხ და საბოლოო ხელსაწყო ან ხელსაწყოების ბლოკის მიერთების სქემა

სათბობი სკალა	ფ-ს მნიშვნელობა, როდესაც ხელსაწყოდან მოშორება ან ხელსაწყოებს ბლოკში წლის, G მ/სმ ხარისხით									
	2)	3	4	5	6	7	8	9	10	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	10
ფეხის სვეტური ჩაღობი, რომელიც G/F ხელ. ≤ 7	1 2 3	2.26 3.82 2.23	2.30 4.0 2.32	2.34 4.17 2.41	2.37 4.35 2.5	2.12 4.67 2.62	2.45 4.75 2.70	2.49 4.94 2.80	2.54 5.23 2.93	
1, 2, 3										ფ ₁ =2.38; ფ ₂ =4.42; ფ ₃ =2.53 — წყლის ხარისხი მიუხედავად
PCR ტიპის ჩაღობი, რომელიც G/F ხელ. ≤ 7	1 3	2.25 1.79	2.27 1.84	2.29 1.88	2.3 1.93	2.32 1.93	2.33 2.02	2.35 2.07	2.37 2.14	
1, 3										ფ ₁ =2.3 ფ ₂ =1.95
PCR ტიპის ჩაღობი, რომელიც G/F ხელ. ≤ 8.6	1.3	1.91	1.97	2.02	2.07	2.15	2.19	2.19	—	
1.3										ფ _{1,2} =2.12
PCR-2 ტიპის ჩაღობი, რომელიც G/F ხელ. ≤ 17.2	1 3	2.26 1.87	2.28 1.94	2.30 2.01	2.31 2.05	2.34 2.17	2.35 2.23	2.37 2.31	—	
1, 3										ფ ₁ =2.35 ფ ₂ =2.23;

75 ობიექტის პარამეტრები

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	კონსტრუქციები:								
	KII-20, KO-20	1	141	156	169	177	183	189	-
	KA	2	320	325	330	337	341	346	-
	K2A	4	276	280	284	290	294	298	-
	KA	5	301	306	311	317	321	326	-
	K2A	7	272	276	281	286	290	294	-
	K2A	8	280	285	289	295	299	304	-
	K2A	9	253	257	261	267	270	274	-
	KB-2)	2	223	236	248	265	277	292	-
		{ 1	225	235	245	269	267	278	294
		{ 2	195	212	221	234	242	252	266
		{ 3	176	192	200	212	219	228	241
		1		$\varphi_1 = 2.07$					
		{ 2, 3, 4		$\varphi = 1.92$					
		1		$\varphi_1 = 1.84$					
		{ 2, 3, 4		$\varphi = 1.57$					
	წიბოვანი შიშვები								
	ბუნებრივი ხეისაწიბო დაბეჭდ- იანი:								
	D _{II} 32 ჩა								
	D _{II} 40-100 მმ								

კოეფიციენტის მნიშვნელობები (ფორმულა 7.35)

სათბობი ხელსაწყო	p-ს მნიშვნელობები მიერთების სქემის ნომარს მიხედვით (იხ. ცხრილი)		
	1	2	3
რადიატორები:			
თუჯის სექციური	0 030	0.080	0.070
PCB	0 013	—	0,045
PCI-1	0 050	—	0 050
PCI-2	0 016		0,066
წიბოვანი მილი	0 080	0 080	0 080

$\frac{\bar{G}}{F_{ხელ}}$ არ აღემატება განსაზღვრულ სიდიდეს (იხ. ცხრილი 7. 2).
 აგრეთვე წიბოვანი ბილბისათვის ხელსაწყოთა საანგარიშო ხურების ფართობი ტოლია

$$F_{ხელ} = F_{ავს}^{1+p} \quad (7.35)$$

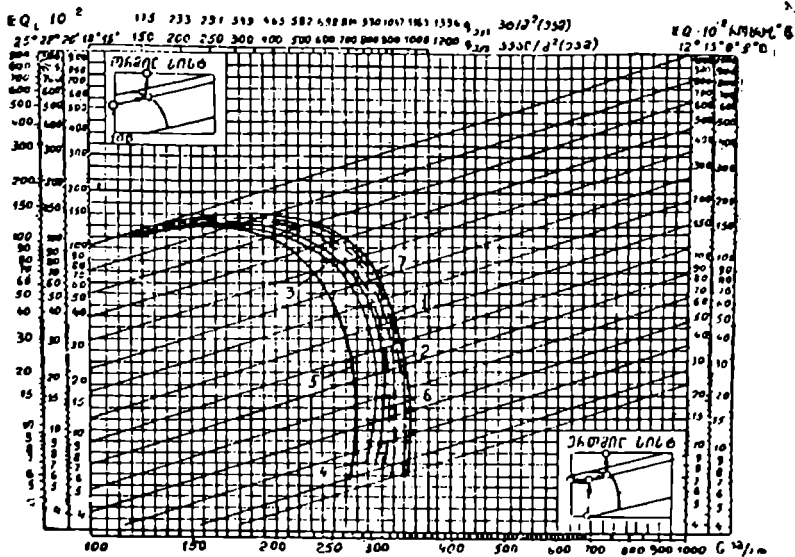
კოეფიციენტის მნიშვნელობები მოცემულია (7. 6) ცხრილში.

ღანარჩენი სათბობი ხელსაწყოებისათვის, მათ შორის რადიატორებისათვის. წყლის დიდი თარღობითი $\frac{\bar{G}}{F_{ხელ}}$ ხარჯით (იხ. ცხრილი 7.2), როდესაც ხელსაწყოთა თბოგადაცემის $k_{ხელ}$ კოეფიციენტი არ არის დამოკიდებული წყლის ხარჯზე, სათბობი ხელსაწყოების საანგარიშო ხურების ფართობი არ განსხვავდება საჭირო ფართობისაგან

$$F_{ხელ} = F_{ავს} \quad (7.36)$$

თბური ნაკადის $q_{ავს}$ სიდიდეები (ეკმ) შეიძლება აღებულ იქნეს ნომოგრამის მიხედვით, რომელიც წარმოდგენილია 7.3 ნახაზზე. $q_{ავს}$ სიდიდის გასაგებად საჭიროა განსახილველ სათბობ ხელსაწყომდე ჯამური თბური დატვირთვის საანგარიშო მნიშვნელობის ცოდნა, რომელიც ერთმილოვანი სისტემებისათვის გამოითვლება ფორმულით

$$\Sigma Q_{საანგ} = \Phi + Gc \Sigma \Delta t_{გაგ} + \Sigma Q_{სათ} + \frac{0.5Q_{სათ}}{\alpha} \quad (7.37)$$



ნახ. 7.3. 1 ემ საზომი ხელსაწყოთ თბური წყლის სემკერვის
($\alpha_{T_{15}}$) განმსაზღვრელი ნომოგრამა:

- 1 — თუჯის სექციური და PCB ტიპის რადიატორები წყლის მოძრაობით ზემოდან ქვემოთ, PCF ტიპის რადიატორები, კონვექტორები „პროგრესი-15“, გლუვილიანი ხელსაწყოები;
- 2 — თუჯის სექციური რადიატორები წყლის მოძრაობით ქვემოთ ქვემოთ;
- 3 — იგუე და PCB ტიპის რადიატორები წყლის მოძრაობით ქვემოთ ზემოდან;
- 4 — წიბოვანი მილები და JT-10 ტიპის კონვექტორები;
- 5 — „პროგრესი-20“ ტიპის კონვექტორები;
- 6 — KJT ტიპის რადიატორები და „აჟორდის“ ტიპის კონვექტორები;
- 7 — „კომფორტის“ ტიპის კონვექტორები.

სადაც $\Phi = Gc(150 - t_{\text{სა}})$ არის ფაქტური თბური დატვირთვა და იგი ითვალისწინებს ცხელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურის შემცირებას სისტემაში 150°C ტემპერატურის მიმართ, რომელიც მიღებულია საწყისად ნომოგრამის შედგენის ღრის. დანარჩენი აღნიშვნები იგივეა, რაც (7.31) ფორმულაში.

ორმილოვანი წყლის საზომი სისტემებისათვის საანგარიშო ჯამური თბური დატვირთვის სიდიდე ზოლია

$$\Delta Q_{\text{საზომი}} = 100c(150 - t_{\text{სა}}). \quad (7.38)$$

სადაც $G = 100$ კგ/სთ ხელსაწყოში წყლის პირიპიით მუდმივი ხარჯია.

$t_{\text{სა}}$ — საზომ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა და იგი გამოითვლება (7.32) ფორმულით.

ყავა სიღრდის განსაზღვრა ერთმილოვანი და ორმილოვანი სისტემების სათბობი ხელსაწყოებისათვის წარმოებს ნომოგრამის ქვეშე, მარჯვენა და ზემო მარცხენა კუთხეებში ნაჩვენებია სქემების მიხედვით.

§ 7.4. სათბობი ხელსაწყოების ელემენტების რიცხვის განსაზღვრა

გასათბობ სათავსში დასაყენებელი სათბობი ხელსაწყოების ელემენტების რიცხვი გამოითვლება ხელსაწყოთა საანგარიშო ხერხების ფართობის $F_{ხელ}$ მიხედვით.

თუჯის სექციური რადიატორებისათვის სექციების საჭირო რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით

$$N = \frac{F_{ხელ}}{f_{ავ}} \frac{\beta_1}{\beta_2}, \quad (7.39)$$

სადაც $f_{ავ}$ არის რადიატორის ერთი სექციის ხერხების ფართობი ეკმ-ობით.

β_1 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სათავსში ხელსაწყოთა დაყენების ხერხს და მისი მნიშვნელობა აღემატება 6.12 ნახაზის მიხედვით. რადიატორების ლიად დაყენების შემთხვევაში $\beta_1 = 1$.

β_2 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ერთ რადიატორში სექციების რაოდენობას და მისი მნიშვნელობა $M - 140$ ტიპის რადიატორებისათვის გამოითვლება ფორმულით

$$\beta_2 = 0,97 + \frac{0,06}{F_{ხელ}}. \quad (7.40)$$

ეტალონური H-136 და სხვა ტიპის რადიატორებისათვის, როგორც ერთი სექციის ხერხების ფართობი ტოლია 0,25 ეკმ (მაგალითად, MC-90 რადიატორი), β_2 შემასწორებელი კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით

$$\beta_2 = 0,92 + \frac{0,16}{F_{ხელ}}. \quad (7.41)$$

ამ ფორმულით სარგებლობა მიზანშეწონილია მაშინ, როდესაც წინასწარ რადიატორის სექციების რაოდენობა არაა ცნობილი, თუ

ცნობილია სექციების რაოდენობა აღნიშნული რადიატორისათვის, მაშინ კოეფიციენტი აიღება შემდეგ ზღვრებში:

N	3	4	5	6	7	8	9	10—11	12—14	15—18	19—25
β_3	1,13	1,08	1,05	1,03	1,01	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, ეტალონური (H—136) რადიატორებისათვის, რომელთა სექციების რიცხვი ტოლია $8, \beta_3 = 1$, ე. ი. სექციების რიცხვზე (7.39) ფორმულაში შესწორება არ კეთდება. ეს კი განპირობებულია იმით, რომ ეტალონური რადიატორის თბოტექნიკური გამოცდისას მისი ფართობი შეადგენდა 2 მ^2 (8 სექცია). ამიტომ მიღებული თბოტექნიკური მახასიათებლები მართებულია მხოლოდ 2 მ^2 ხურების ფართობის მქონე ხელსაწყოთათვის. როდესაც ხელსაწყოს ხურების ფართობი 2 მ^2 ნაკლებია (8 სექციაზე ნაკლები), მაშინ იზრდება ამ ხელსაწყოს თბოგაცემა, რაც განპირობებულია განაპირა სექციებიდან თბური ნაკადის გაზრდით (ამ დროს განაპირა სექციები თავისუფლად გასცემენ სითბოს სათავსში გამოსხივებით). ამიტომ შესაძლებელია ხელსაწყოს ხურების ფართობის შემცირება (შესაბამისად შემასწორებელი კოეფიციენტი $\beta_3 < 1$), როდესაც ხელსაწყოს ხურების ფართობი 2 მ^2 -ს აღემატება (8 სექციაზე მეტი), განაპირა სექციების გავლენა თბური ნაკადის სიდიდეზე მცირდება. ამიტომ საჭიროა ხელსაწყოს ხურების ფართობის გაზრდა (შესაბამისად შემასწორებელი კოეფიციენტი $\beta_3 > 1$).

(7.39) ფორმულით გამოთვლილი სექციების რაოდენობა იშვიათად გამოდის მთელი რიცხვი. მთელი რიცხვის მიღების მიზნით დასაშვებია ხურების ფართობის შემცირება დაახლოებით 5%-ით (მაგრამ არა უმეტეს 0,1 ეკმ). მინიმალურად დასაშვები სექციების რიცხვი გამოითვლება ფორმულით

$$N_{\text{ანგ}} = \frac{F_{\text{ხელ}} \beta_3 - 0,05 N f_{\text{ანგ}}}{f_{\text{ანგ}}} \quad (7.42)$$

თუ ამ ფორმულაში ჩაესვამთ β_3 -ის მნიშვნელობას (7.40) ფორმულიდან, გვექნება

$$N_{\text{ანგ}} = \frac{F_{\text{ხელ}} \beta_3 - 0,06}{1,02 f_{\text{ანგ}}} \quad (7.43)$$

ან ფორმულით გაანგარიშების დროს სექციების რიცხვი მრგვალდება უახლოეს უდიდეს მნიშვნელობამდე.

სათავსში დასაყენებელი PCB და PCF ტიპის პანელური

რადიატოვების, აგრეთვე გარსაცმის კონვექტორების რიცხვი გამოითვლება ფორმულით

$$N = \frac{F_{\text{ხაზ}}}{f_{\text{ავ}}} \quad (7.44)$$

სადაც $f_{\text{ავ}}$ არის ერთი პანელური რადიატორის ან გარსაცმის კონვექტორის ხურების ფართობი ეკმ-ობით.

უგარსაცმო კონვექტორების ან წიბოვანი მილების რაოდენობა ევრტიკალურ იარუსებში ან ჰორიზონტალურ რიგებში განისაზღვრება ფორმულით

$$N = \frac{F'_{\text{ხაზ}}}{n f_{\text{ავ}}} \quad (7.45)$$

სადაც n არის იარუსების ან რიგების რაოდენობა ხელსაწყოში.

$f_{\text{ავ}}$ — კონვექტორის ერთი ელემენტის ან ერთი წიბოვანი მილის ხურების ფართობი. ეკვ.

გლუვმილიანი ხელსაწყოს სახურებელი მილის სიგრძე იარუსებში ან რიგებში გამოითვლება ფორმულით

$$l = \frac{F_{\text{ხაზმ}}}{n f_{\text{ავ}}} \quad (7.46)$$

$f_{\text{ავ}}$ არის 1 გრ. მ ღია ჰორიზონტალური მილის ეკვივალენტური ფართობი ეკმ/მ. მისი მნიშვნელობები აიღება 7.7 ცხრილის მიხედვით.

სათბობი ხელსაწყოს ელემენტების რიცხვის დამრგვალების დროს შესაძლებელია ხურების ფართობის შემცირება არა უმეტეს 5%-ით, ე. ი. შერჩეული ხელსაწყოს ხურების ფაქტიური ფართობი განსხვავებული იქნება საანგარიშო ფართობისაგან, მაგრამ ყოველთვის იგი უნდა იყოს არა უმცირეს 0,95 $F_{\text{ხაზ}}$.

მაგალითი 7.1. განვსაზღვროთ M—140—AO ტიპის თუჯის სექციური რადიატორის სექციების რიცხვი, რომელიც დაყენებულია ხუთსართულიანი შენობის მესამე სართულზე ფანჯრის რაფის ქვეშ, ღიად (მანძილი რადიატორიდან ფანჯრამდე 40 მმ-ია). გათბობის სისტემა ორმილივანია წყლის ქვედა განაწილებით. სათბობი ხელსაწყო დგარებთან მიერთებულია სქემით „ქვემოდან ქვემოთ“ (იხ. ნახ. 6.16. ბ). თბოშემცველის პარამეტრებია $t_{\text{ც}} = 95^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ბ}} = 70^{\circ}\text{C}$.

სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{ა}} = 20^{\circ}\text{C}$. მიმწოდებელ მაგისტრალში წყლის ტემპერატურა მცირდება 2° -ით ($\Delta t_{\text{ავ}} = 2^{\circ}\text{C}$).

სათავსის თბოდანაქარება ტოლია $Q_{\text{ხათ}} = 1160_{\text{ვტ}}$. სათავსის სიმაღ-

სათესის ლიად გაკვანილი 1 გრძ. მ. ვერტიკალური და
ჰორიზონტალური მილის გარე ზედაპირის ფართობი

დიამეტრი, მმ		1 გრძ. მ მილის ფართობი		
პირობითი, მმ	გარე, მმ	გარე ზედა- პირის f , მ ²	ვერტიკალური პერტიკალური მი- ლის f_v , მ ²	ჰორიზონტალური მილის f_{hor} , მ ²
10	17	0,053	0,08	0,11
15	21,3	0,067	0,10	0,13
20	26,8	0,084	0,125	0,16
25	33,5	0,105	0,155	0,195
32	42,3	0,133	0,20	0,24
40	48	0,151	0,23	0,27
50	60	0,189	0,29	0,33
65	76	0,239	0,36	0,4
80	89	0,281	0,42	0,46
100	108	0,339	0,51	0,55

ლე ტოლია 3 მ. დგარში წყლის საშუალო ხარჯი შეადგენს 250 კგ/სა.
დგარის დიამეტრია 20 მმ.

(6.148) ფორმულის საშუალებით, ვსაზღვრავთ ცხელ დგარში ტემპერატურის ჯამურ შემცირებას I—IV საართულების ფარგლებში

$$\Sigma \Delta t_{\text{ს.დ.გ.}} = \frac{q_{\text{თ.ლ.}}}{c G_{\text{გ.}}}} = \frac{78 \cdot 12 \cdot 3600 \cdot 1,02 \cdot 1,03}{4187 \cdot 250} = 3,4^{\circ}\text{C},$$

სადაც შემასწორებელი $\beta_1 = 1,02$ და $\beta_2 = 1,03$ კოეფიციენტები აღებულია 6.9 და 6.10 ცხრილებიდან.

78 ეტ/მ არის 1 გრძ. მეტრი ვერტიკალური მილის თბოგაცემა და აღება მე-13 დანართიდან (ჩვენ შემთხვევაში ტემპერატურული სხვაობა $\Delta t_{\text{ს.დ.გ.}} - \Delta t_{\text{გ.გ.}} - t_{\text{გ.}} = 95 - 2 - 20 = 73^{\circ}\text{C}$).

რადიატორში წყლის ხარჯი (6.85) ფორმულის მიხედვით შეადგენს

$$G_{\text{ხელ.}} = \frac{Q_{\text{სათ.}} \beta_1 \beta_2}{c (t_{\text{გ.გ.}} - t_{\text{გ.დ.}})} = \frac{1160 \cdot 1,02 \cdot 1,03 \cdot 3600}{4187 (95 - 2 - 3,4 - 70)} = 62,17 \text{ კგ/სთ.}$$

რადიატორში წყლის საშუალო ტემპერატურა მიმწოდებელ მაგისტრალსა და ცხელ დგარში მისი გაცივების გათვალისწინებით გამოითვლება (7.27) ფორმულით

$$t_{\text{ს.დ.გ.}} = 0,5 (95 - 2 - 3,4 + 70) = 79,8^{\circ}\text{C}.$$

ობოშემცველსა და სათავისს ჰაერს შორის ტემპერატურული სხვაობა იქნება

$$\Delta t_{\text{სათ}} = t_{\text{გ.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 79,8 - 20 = 59,8^{\circ}\text{C}.$$

ტბური ნაკადის სიმკვრივეს ვსაზღვრავთ (7.33) ფორმულის საშუალებით

$$q_{\text{სათ}} = \varphi \Delta t_{\text{სათ}}^{1+n} = 4,2 \cdot 59,8^{1+0,15} = 464 \text{ ვტ/ეკმ.}$$

$\varphi = 4,2$ მნიშვნელობა აღებულია 7.5 ცხრილიდან ინტერპოლაციით მიერთების № 2 სქემისათვის, როდესაც $\frac{\overline{G}}{L'_{\text{სელ}}} < 7,0$.

ხელსაწყოს ცხელი და ცივი მიმყვანების, აგრეთვე საანგარიშო სათავსში დგარის მონაკვეთების (ვერტიკალური) თბოგადაცემას გამოვიტვლით (7.30) ფორმულის საშუალებით. ცხელი და ცივი დუქების (ე. ი. ვერტიკალური მილსადენის) სიგრძეები სათავსში შესაბამისად 0,15 მ ტოლია, ხელსაწყოსთან თითოეული მიმყვანის სიგრძე 1 მ ტოლია, $d_{\text{გოპ}} = 15$ მმ, მაშინ

$$Q_{\text{გოპ}} = 59 \cdot 0,15 + 77 \cdot 0,35 + 37 \cdot 0,15 + 50 \cdot 1,65 = 124 \text{ ვტ.}$$

რადიატორის საჭირო ეკვივალენტური ფართობი (7.28) და (7.29) ფორმულების თანახმად შეადგენს

$$F_{\text{სათ}} = (1160 - 0,9 \cdot 124) : 464 = 2,26 \text{ ეკმ.}$$

რადიატორის საანგარიშო ეკვივალენტური ფართობი (7.25) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$F_{\text{სელ}} = 2 \cdot 26^{1+0,18} = 2,41 \text{ ეკმ.}$$

ვამოწმებთ რადიატორში წყლის ფარდობითი ხარჯის სიდიდეს (7.24) ფორმულის საშუალებით

$$\frac{\overline{G}}{F_{\text{სელ}}} = 62,17 : (17,4 \cdot 2,41) = 1,48 < 7,0,$$

რაც ეთანადება ჩვენ მიერ აღებულ სიდიდეს.

(7.43) ფორმულის საშუალებით ვსაზღვრავთ რადიატორში სექციების მინიმალურ დასაშვებ რაოდენობას

$$N_{\text{გოპ}} = \frac{F_{\text{სელ}} \beta_2 - 0,06}{1,02 f_{\text{სათ}}} = \frac{2,41 \cdot 1,05 - 0,06}{1,02 \cdot 0,35} = 4,11.$$

ვიღებთ სექციების უახლოეს უდიდეს მნიშვნელობას, ე. ი. 5 სექ-

ღიას. შემასწორებელი კოეფიციენტი $\beta_2 = 1,05$ აღებულია 6.12 ნახაზის მიხედვით.

მაგალითი განესაზღვროთ $M-140-AO$ ტიპის რადიატორის სექციების რიცხვი. თუ ეს რადიატორი დაყენებულია სათავსში, რომლის თბოდანაკარგები ტოლია $Q_{\text{სთ}} = 1000$ ვტ, ხოლო სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_2 = 18^\circ\text{C}$. რადიატორი მიერთებულია ერთმნილოვანი წყლით სათბობი სისტემის დგართან № 1 სქემით (წყლის მოძრაობა „ზემოდან ქვემოთ“). ხელსაწყოს კვანძთან მოწყობილია გადაადგილებული ზღუდარი და დაყენებულია ორმაგი რეგულირების ოქსანი. სისტემაში ცხელი წყლის ტემპერატურა $t_{\text{ს}} = 105^\circ\text{C}$; გაცივებული წყლის ტემპერატურა $t_0 = 70^\circ\text{C}$; მიმწოდებელ მაგისტრალში (თბოგადაცემიდან იმ დგარამდე, რომელზედაც მიერთებულია განსახილველი ხელსაწყო) წყლის ჯამური ტემპერატურული შემცირება $\Delta t_{\text{გაგ}} = 3^\circ\text{C}$. განსახილველ ხელსაწყომდე განლაგებული სხვა სათბობი ხელსაწყოების ჯამური თბური დატვირთვა $\Sigma Q_{\text{სთ}} = 2000$ ვტ. წყლის ხარჯი დგარში შეადგენს 200 კვ/სთ.

ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა (7.31) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$t_{\text{საშ}} = 105 - 3 - \frac{\left(2000 + \frac{0,5 \cdot 1000}{0,5} \right) \cdot 1,07 \cdot 0,04 \cdot 3600}{4187 \cdot 200} = 87,6^\circ\text{C}.$$

წყლის შეღინების კოეფიციენტის $\alpha = 0,5$, $\beta_1 = 1,07$ და $\beta_2 = 1,04$ კოეფიციენტების მნიშვნელობები აღებულია შესაბამისად 6.9 და 6.12 ცხრილებიდან.

თბოშემცველსა და სათავსის ჰაერს შორის არსებული ტემპერატურული სხვაობის

$$\Delta t_{\text{საშ}} = 87,6 - 18 = 69,6^\circ\text{C}$$

მიხედვით (7.33) ფორმულით ესაზღვრავთ თბური ნაკადის სიმკვრივეს

$$q_{\text{ავს}} = 2,37 \cdot 69,6^{1+0,2} = 589 \text{ ვტ/მ}^2,$$

სადაც $\varphi = 2,37$ აღებულია 7.5 ცხრილიდან მიერთების № 1 სქემისათვის, როდესაც ხელსაწყოში წყლის ხარჯი

$$G_{\text{ხელ}} = \alpha G_{\text{დგ}} = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ კვ/სთ} \quad \text{ხოლო} \quad \frac{\bar{G}}{F_{\text{ხელ}}} < 7,0.$$

სათავსში ლილდ გაყვანილი ვერტიკალური ($l = 2,7$ მ) და პორი-

ზონტალური ($l=2$ მ) მილსადენის თბოგაცემა, როდესაც $d=20$ მმ,
(7.30) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$Q_{\text{მილ}} = 67 \cdot 2,7 + 85,2 = 351 \text{ ვტ.}$$

რადიატორის საჭირო ეკვივალენტური ფართობი იქნება

$$F_{\text{კვ}} = (1000 - 0,9 \cdot 351) : 589 = 1,16 \text{ ეკმ.}$$

რადიატორის სანაგარიშო ეკვივალენტური ფართობი

$$F_{\text{ხელ}} = F_{\text{კვ}}^{1+\mu} = 1,16^{1+0,10} = 1,165 \text{ ეკმ.}$$

სექციების დასაშვები მინიმალური რიცხვი (7.13) ფორმულის თანახმად ტოლია

$$N_{\text{მინ}} = \frac{1,165 \cdot 1,05 - 0,06}{1,02 \cdot 0,35} = 3,25.$$

ვიღებთ სექციების რიცხვს მეტობით, ე. ი. $N=4$ სექციას. გამოწმება წყლის ფარდობითი ხარჯის სიდიდეს რადიატორში (7.24) ფორმულით, როდესაც $\alpha=0,5$

$$\frac{\bar{G}}{F_{\text{ხელ}}} = \frac{200 \cdot 0,5}{17,4 \cdot 1,165} = 4,93 < 7,0.$$

რაც ეთანადება ჩვენ მიერ დაშვებულ სიდიდეს ფ კოეფიციენტის მოძებნის დროს.

მაგალითი 3. წინა მაგალითის მონაცემების მიხედვით შევარჩიოთ M3-500 ტიპის (PCB) ფოლადის პანელური რადიატორი, როდესაც ეს რადიატორი დგართან მიერთებულია № 3 სქემის („ქვემოდან ზემოთ“) მიხედვით.

(7.31) ფორმულის მიხედვით ვსაზღვრავთ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურას, როდესაც $\beta_1=1,1$; $\beta_2=1,06$.

$$t_{\text{საშ}} = 105 - 3 - \frac{\left(2000 + \frac{0,5 \cdot 1000}{1000} \right) \cdot 1,1 \cdot 1,06 \cdot 3600}{4187 \cdot 200} = 85,4^{\circ}\text{C.}$$

თბოშემცველსა და სათავსის ჰაერს შორის ტემპერატურათა სხვაობა იქნება

$$\Delta t_{\text{საშ}} = 85,4 - 18 = 67,4^{\circ}\text{C.}$$

ვიღებულობთ, რომ $\frac{\bar{G}}{F_{\text{ხელ}}} < 7$ და № 3 სქემით მიერთებისა-

თვის 7,5 ცხრილიდან ეპოულობთ φ კოეფიციენტის მნიშვნელობას $\varphi = 1,93$, მაშინ

$$q_{\text{ავ}} = 1,93 \cdot 67,4^{1+0,2} = 460 \text{ ვტ/ეკმ.}$$

რადიატორის საჭირო ეკვივალენტური ფართობი იქნება

$$F_{\text{ავ}} = (1000 - 0,9 \cdot 351) : 460 = 1,49 \text{ ეკმ.}$$

სადაც 351 ვტ ღიად გაყვანილი მილსადენის თბოგადაცემაა და აიღება წინა მაგალითის მიხედვით.

რადიატორის საანგარიშო ეკვივალენტური ფართობი იქნება

$$F_{\text{ხელ}} = 1,49^{1+0,045} = 1,52 \text{ ეკმ.}$$

მიღებული ფართობის მიხედვით ვირჩევთ PCB ტიპის რადიატორს M3-500-3 მარკით, რომლის ხურების ზედაპირის ფართობიც შეადგენს 1.56 ეკმ.

ვამოწმებთ წყლის ფარდობითი ხარჯის სიდიდეს რადიატორში

$$\frac{\bar{G}}{F_{\text{ხელ}}} = \frac{200 \cdot 0.5}{17,4 \cdot 1.56} = 3,68 < 7.$$

მაგალითი 7.4. განესაზღვროთ „აკორდის“ ტიპის დაბალი ორმილოვანი კონვექტორის ელემენტების რიცხვი, თუ ეს კონვექტორი მოთავსებულია სათავსში. რომლის სიგანე 3 მ-ის ტოლია, ხოლო თბოდანაჯარგები $t_{\text{სათ}} = 1500$ ვტ. სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{ჰ}} = 20^{\circ}\text{C}$. კონვექტორი მიერთებულია ერთმილოვანი, პორიზონტალური გათბობის სისტემის შტოზე. რომლის დიამეტრი $d_{\text{შტო}} = 20$ მმ. ხელსაწყოს კვანძთან მოწყობილია ღერძული შემომვლელი უბანი სამსვლიანი ონკანით (იხ. ნახ. 6.16, ე). ცხელი წყლის ტემპერატურა $t_{\text{ცხ}} = 105^{\circ}$, $\Delta t_{\text{ავ}} = 2^{\circ}\text{C}$. შტოში წყლის ხარჯი $G_{\text{შტო}} = 360$ კგ/სთ. ხელსაწყო მიერთებულია № 2 სქემით და მოთავსებულია წყლის მოძრაობის მიმართულებით პირველ სათავსში.

ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა (7.31) ფორმულის თანახმად იქნება

$$t_{\text{სათ}} = 105 - 2 - \frac{0.5 \cdot 1500 \cdot 1,03 \cdot 1,04 \cdot 360}{4187 \cdot 360} = 101,1^{\circ}\text{C.}$$

7.5 ცხრილიდან ვიკვებთ, რომ $\varphi = 3,42$, მაშინ. როდესაც $\Delta t_{\text{სათ}} = 101,1 - 20 = 81,1^{\circ}\text{C}$, თბური ნაყადის სიმკვრივე შეადგენს

$$q_{\text{ავ}} = 3,42 \cdot 81,1^{1+0,2} = 668 \text{ ვტ/ეკმ.}$$

$d_{\text{პირ}} = 20 \text{ მ}$, ვერტიკალური (0,45 მ) და ჰორიზონტალური (0,4 მ) მიმყვანების და 0,3 მ სიგრძის მქონე ჰორიზონტალური შტოს თბოგაცემა იქნება

$$Q_{\text{შტო}} = 90 \cdot 0,45 + 111 (3,0 + 0,4) = 418 \text{ ვტ.}$$

სათბობი ხელსაწყოს საჭირო ეკვივალენტური ფართობი შეადგენს

$$F'_{\text{ავ}} = \frac{1500 - 0,9 \cdot 418}{668} = 1,68 \text{ ეკვ.}$$

(7.36) ფორმულის თანახმად კონვექტორის საანგარიშო ხურების ფართობი ტოლია საჭირო ფართობისა. ამიტომ ვირჩევთ „აკორდის“ ტიპის A—32 მარკის კონვექტორს, რომლის ხურების ფართობიც ტოლია 1,6 ეკვ. შერჩეული კონვექტორის ფართობი ნაკლებია საანგარიშო ფართობზე 4,7%-ით, რაც ნორმებით დასაშვებ ფარგლებშია (განსხვავება არ უნდა აღემატებოდეს 5%-ს).

VIII თავი. ორთქლით გათბობა

§ 8.1 ორთქლით სათბობი სისტემის მოწყობის პრინციპი

თუ წყლის დუღილის დროს წნევა არ იცვლება, მაშინ წყლის ტემპერატურაც იქნება მუდმივი. ამ დროს წყლისადმი მიწოდებული სითბო იხარჯება მის აორთქლებაზე, ამიტომ სითბოს, რომელიც იხარჯება დუღილის ტემპერატურამდე მიყვანილი წყლის აორთქლებაზე, აორთქლების (ორთქლადქცევის) სითბო ეწოდება.

წყლის ორთქლს, რომელიც იმყოფება თერმოდინამიკურ წონასწორობაში წყალთან, მშრალი ნაჭერი ორთქლი ეწოდება, ხოლო მშრალი ნაჭერი ორთქლის და შეწონილ მდგომარეობაში მყოფი წყლის წვეთების ნარევეს ტენიანი ნაჭერი ორთქლი ეწოდება.

1 კგ მშრალი ნაჭერი ორთქლის სრული სითბო ტოლია

$$q_{ორ} = q_{ფ_2} + q_3. \quad (8.1)$$

სადაც $q_{ფ_2}$ არის სითბოს ის რაოდენობა, რომელიც იხარჯება წყლის გასაცხლებლად (მისაყვანად) დუღილის ტემპერატურამდე, კჯ/კგ;

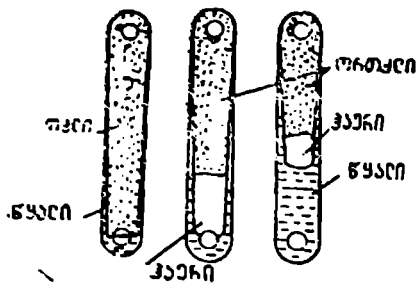
q_3 — აორთქლების (კონდენსაციის) კუთრი სითბო, კჯ/კგ.

როდესაც ორთქლის წნევა ტოლია 0.01 მპ (0,1 კგ/სმ²), $q_{ფ_2} = 426,2$ კჯ/კგ; $q_3 = 2253$ კჯ/კგ, 1 კგ ორთქლის სრული სითბო (თბო-შემცველობა) იქნება

$$q_{ორ} = 426,2 + 2253 = 2679,2 \text{ კჯ/კგ.}$$

ორთქლის კონდენსაციის დროს გამოიყოფა კონდენსაციის (აორთქლების) სითბო. კონდენსატის ტემპერატურა მისი წარმოქმნის მომენტში ორთქლის ტემპერატურის ტოლია.

ორთქლით სათბობ სისტემებში თბოშემცველს წარმოადგენს მშრალი ნაჭერი ორთქლი და გამოიყენება მისი თვისება კონდენსაციის დროს გამოყოს კონდენსაციის სითბო. ორთქლი ორთქლის ქუბიდან ორთქლსადენების საშუალებით მიეწოდება სათავსში განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებს. ხელსაწყოებში ორთქლი კონდენსირდება და სითბო გადაეცემა სათავსს. ხელსაწყოებიდან კონდენსატი



ნახ. 8.1.

კონდენსატსადენებით ჩაედინება შემკრებ საკონდენსაციო ავზებში, საიდანაც ტუმბოებით (ზოგიერთ შემთხვევაში თვითდინებით) მიემართება ქვაბისაკენ.

მაგალითი: სათავსის თბოდანაქარგები შეადგენს 8000 კგ/სთ (2222 ვტ). საჭიროა განისაზღვროს დაბალი წნევის (0,01 მმ) მშრალი ნაჯე-

რი ორთქლის ის რაოდენობა, რომელიც უნდა მიეწოდოს სათბობს ხელსაწყოს აღნიშნული თბოდანაქარგების ასანაზღაურებლად.

აღნიშნული თბოდანაქარგების ასანაზღაურებლად საჭირო ორთქლის რაოდენობა იქნება

$$\frac{8000}{2253} = 3,55 \text{ კგ/სთ.}$$

ორთქლის კონდენსაციის დროს მისი მოცულობა მკვეთრად იცვლება: კონდენსატის მოცულობა 400—1500-ჯერ ნაკლებია იგივე მასის ორთქლის მოცულობაზე.

თუ სათბობს ხელსაწყოს მიეწოდება ორთქლის ის რაოდენობა, რომელსაც შეუძლია კონდენსირება და სათბობს ხელსაწყოდან ორგანიზებულია კონდენსატის გაყვანა, მაშინ ხელსაწყო მთლიანად ივსება წყლით. კონდენსატი სათბობს ხელსაწყოს კედლის შიგა ზედაპირს ეკრის აფსკის სახით და მიედინება ქვემოთ (ნახ. 8.1, ა).

თუ სათბობს ხელსაწყოში მიწოდებული ორთქლის რაოდენობა ნაკლებია ხელსაწყოს თბურ დატვირთვებზე, მაშინ ხელსაწყოს ქვედა ნაწილში (ნახ. 8.1, ბ) მოგროვდება ჰაერი, რადგანაც იგი ორთქლზე უფრო მძიმეა.

თუ ხელსაწყოში მიწოდებული ორთქლის რაოდენობა მცირეა და გაძნელებულია ხელსაწყოდან კონდენსატის გაყვანა, მაშინ ხელსაწყოში მისი დონე აიწევს (ნახ. 8.1, გ). ამ დროს სათბობი ხელსაწყოს ქვედა ნაწილიდან სითბოს გადაცემა მიმდინარეობს კონდენსატის გაცივების ხარჯზე.

ორთქლის სათბობი სისტემები იყოფა ვაკუუმ-ორთქლოვან-აბსოლუტური წნევის 0,1 მკ (1 კგ/სმ²-ზე ნაკლები), დაბალი წნევის — ქარბი წნევის 0,005—0,07 მკ (0,05—0,7 კგ/სმ²) და მაღალი წნევის — 0,07 მკ (0,7 კგ/სმ²)-ზე მეტი.

დაბალი წნევის ორთქლის სისტემები თავის მხრივ იყოფა ღია, ატმოსფეროსთან შეხებით, და ჩაკეტილად, ატმოსფეროსთან შეუხებლად.

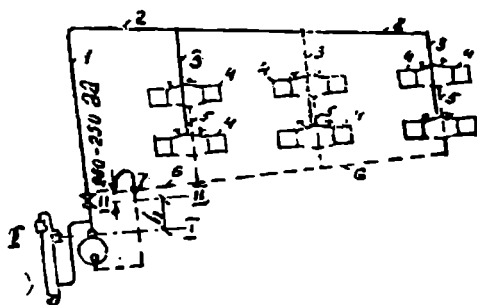
ქვებში კონდენსატის დაბრუნების ხერხის მიხედვით სისტემები არის შეკრული კონდენსატის ქვებში უშუალო დაბრუნებით და გათიშული — კონდენსატის დაბრუნებით საკონდენსაციო ავზში და შემდგომ ავზიდან ქვებში გადაქაჩვით.

ხელსაწყობთან მიღების მიერთების მიხედვით სისტემები შეიძლება იყოს ორმილოვანი და ერთმილოვანი (ზემო, შუა და ქვემო განაწილებით, მშრალი და სველი კონდენსატსაღენებით) ორთქლის და კონდენსატის თანამგზავრული მოძრაობით ან ჩიხური.

მშრალი ეწოდება ისეთ კონდენსატსაღენს, რომელთა ცოცხალი კვეთიც მთლიანად არ არის შევსებული კონდენსატით, ხოლო სისტემის უმიჯნულობის დროს არ არის შევსებული წყლით. სველი ეწოდება ისეთ კონდენსატსაღენს, რომელიც ყოველთვის შევსებულია წყლით.

1. დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები ეწყობა ღია სქემით. 8.2 ნახაზზე ნაჩვენებია ზემო განაწილების ორთქლით სათბობი ორმილოვანი სისტემა, ჩიხური, შეკრული კონდენსატის უშუალო დაბრუნებით ქვებში და მშრალი კონდენსატსაღენით.



ნახ. 8.2.

წნევის ზემოქმედების შედეგად ორთქლი ქვაბიდან მთავარი დგარი 1. ორთქლის მაგისტრალური ხაზით 2 და ორთქლის დვარები 3 მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში 4, რომელთა მიჰყვანებზეც დაყენებულია ორთქლის ენტილები. სათბობი ხელსაწყოების შიგა ცივ-სუდაპირებთან შეხებისას ხდება ორთქლის კონდენსაცია. წარმოქმნილი კონდენსატი საკონდენსაციო დვარების 5 და მაგისტრალის 6 საშუალებით თვითდინებით ბრუნდება ორთქლის ქვაბში. სადაც ხდება მისი ხელახლა ორთქლად გარდაქმნა.

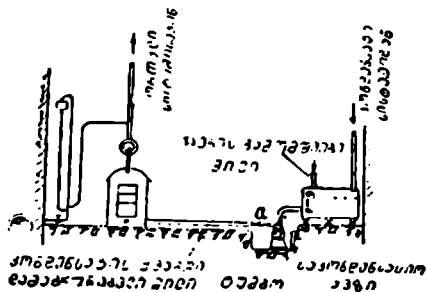
ვინაიდან სათბობი სისტემის ამუშავებამდე სისტემის მილსადენები და სათბობი ხელსაწყოები შევსებულია ჰაერით, ამიტომ ორთქლს შეუძლია მათი შევსება მხოლოდ მათგან ჰაერის გამოდენის შემდეგ. ამიტომ საკონდენსაციო მაგისტრალის დიამეტრს შეარჩევინებვარად, რომ მისი ვანივი კვეთი შევსებული იყოს კონდენსატი მხოლოდ ნახევრამდე. ზედა ნახევარში კი თავს იყრიდეს სისტემიდან გამოდენილი ჰაერი, რომლის ატმოსფეროში გასაყვანად საკონდენსაციო მაგისტრალზე (წერტილი 7) ხდება ჰაერგამყვანი მილის მიერთება.

ვინაიდან საკონდენსაციო მაგისტრალში კონდენსატი თვითდინებით მოძრაობს, ამიტომ ის კეთდება 0,01—0,005 მ ღაზრით (ქვაბი-საკენ).

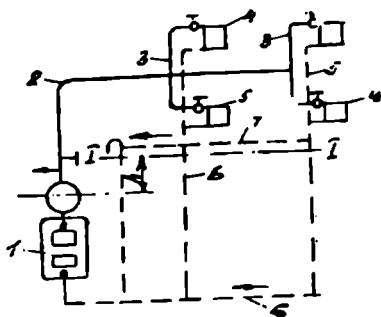
სათბობი სისტემის უმოქმედობის დროს საკონდენსაციო მილსადენის ვერტიკალური უბნის ნაწილი ყოველთვის შევსებული იქნება კონდენსატი 1—1 დონემდე. სისტემის ამუშავებისას ქვაბში ორთქლების სარკეზე ორთქლის წნევის ზემოქმედების შედეგად საკონდენსაციო მილსადენის ვერტიკალურ უბანზე წყალი 1—1 დონიდან აიწევს 11—11-მდე. წყლის სვეტის სიმაღლე (1—1 დონიდან 11—11 დონემდე) აწონასწორებს ქვაბში ორთქლის წნევას. მაგალითად, როცა ქვაბში ორთქლის წნევა უდრის 0,01 მპა (0,1 კგ/სმ²)-ს, მაშინ h სიმაღლე ტოლია 1 მეტრის.

ჰაერგამყვანი მილის მიერთების (წერტილი 7) ადგილი II—II დონიდან აწეული უნდა იყოს 0,4-დან 0,25 მ-ით. სათბობი ხელსაწყოები, რასაკვირველია, საკონდენსაციო მაგისტრალზე მაღლა უნდა იყოს განლაგებული.

დაბალი წნევის ორთქლის სათბობი სისტემიდან კონდენსატის ქვაბში თვითდინებით (შეკრული სქემით) დაბრუნება შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როცა ორთქლის წნევა არ აღემატება 0,02 მპ (0,2 კგ/სმ²). ორთქლის ასეთი წნევა არ საჭიროებს საჭაბის ჰერიდან საჭაბის იატაკის დონის მნიშვნელოვან ჩაღრმავებას. იმ შემთხვევაში, როდესაც ზემოაღნიშნულ პირობას ვერ ვაკმაყოფილებთ, ან თუ სათბობი ხელსაწყოების განლაგების სიმაღლე ვერ უზრუნველ-



ნახ. 8.3.



ნახ. 8.4.

ყოფს კონდენსატის ქვაბში თვითღინებით დაბრუნებას, მაშინ იყენებენ ე. წ. შეუკრელ (გათიშულ) სქემას საკონდენსაციო ავზითა და ტუმბოთი (ნახ. 8.3).

როგორც ნახაზზე ვხედავთ, კონდენსატი სისტემიდან თვითღინებით თავს იყრის საკონდენსაციო ავზში, საიდანაც ტუმბოს საშუალებით ის გადაიქაჩება ქვაბში. იმისათვის, რომ ტუმბოს გაჩერების შემთხვევაში წყალი ორთქლის წნევის ზემოქმედებით ქვაბიდან ტუმბოს საშუალებით არ მოხვდეს საკონდენსაციო ავზში, ტუმბოს წიხ აყენებენ უკუსარქველს (ა), რომელიც წყალს ატარებს მხოლოდ ქვაბისაკენ.

სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხდება საკონდენსაციო ავზის საბურავზე დაყენებული ჰაერგამყვანი მილის საშუალებით.

8.4 ნახაზზე მოცემულია შერეული (ზემო და ქვემო) განაწილების დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა სველი კონდენსატსადენით.

ეს სქემა გამოიყენება, როდესაც მაგისტრალური ორთქლსადენი გაიყვანება ზემო სართულის იატაკზე ან ნებისმიერი შუა სართულის იატაკზე. ან ქერქვეშ.

ამ სისტემაში მისი უმოქმედობის დროს წყალი ქვაბში და საკონდენსაციო დგარებში იქნება 1—1 დონეზე. სისტემის ამუშავებისას ორთქლის წნევის ზემოქმედებით წყალი (—) დონიდან აიწევს II—II დონემდე. ვინაიდან საერთო საკონდენსაციო ხაზი ამ სისტემაში ქვაბში წყლის დონეზე დაბლაა განლაგებული, ამიტომ ის მთლიანად იქნება შევსებული წყლით და სწორედ ამიტომ ეწოდება მას სველი.

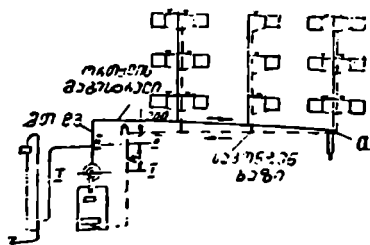
სველი საკონდენსაციო მაგისტრალური სათბობი სისტემებიდან ჰაერის გასაყვანად ეწყობა სპეციალური საჰაერო ხაზი, რომლის სა-

კონდენსაციო დგარებთან მიერთება II—II დონეზე 0,2 ÷ 0,25 მ. უფრო მაღლა უნდა მოხდეს.

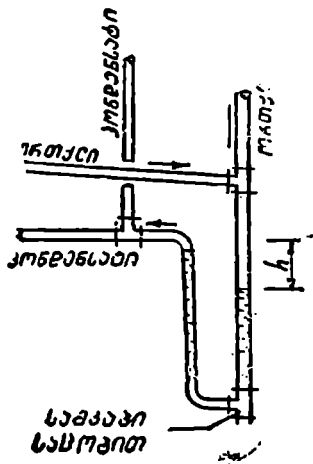
ყველა ზემოთ განხილული სისტემა შესრულებულა ორთქლის სუბო განაწილებით. ხშირ შემთხვევაში კი უფრო მიზანშეწონილია ორთქლის ქვემო განაწილების სათბობი სისტემების გამოყენება.

8.5 ნახაზზე მოცემულია დაბალი წნევის ორთქლის სათბობი სისტემა ორთქლის ქვემო განაწილებით და „მშრალი“ საკონდენსაციო სახით. ამ სისტემაში ორთქლის მაგისტრალური ხაზი გაიყვანება მთავარი დგარიდან უშორეს ორთქლის დგარამდე დახრით. ამასთან, ყველა ორთქლის დგარში და ორთქლის მაგისტრალში წარმოქმნილი კონდენსატი თვითღინებით (მაგისტრალის დახრის გამო) თავს იყრის ბოლო ორთქლის დგართან, რომელსაც *a* წერტილში ერთი ბოლოთი მიერთებული აქვს *U*-ს მაგვარი ჰიდრაულიკური საკეტი. ამ საკეტის მეორე ბოლო კი მიერთებულია საკონდენსაციო მაგისტრალთან. წყლისა და ჭუჭყისაგან დასაცლელად საკეტს ბოლოში დაყენებული აქვს სამკაპი საცობით.

ჰიდრაულიკური საკეტი ისეთნაირადაა მოწყობილი (ნახ. 8.6), რომ სისტემის მუშაობისას მასში წარმოიქმნება წყლის სვეტების სიმაღლეთა სხვაობა. რომელიც აწონასწორებს ორთქლის წნევას ორთქლის მაგისტრალთან საკეტის მიერთების წერტილში. წყლის სვეტების სიმაღლეთა სხვაობის არსებობის გამო ორთქლი ვერ მოხვდება საკონდენსაციო მაგისტრალში. ორთქლის მაგისტრალის უშუალოდ (*I* ს მაგვარი საკეტის გარეშე) საკონდენსაციო მაგისტრალთან მიერთების შემთხვევაში მოხდება გარკვეული რაოდენობის ორთქლის საკონდენსაციო მაგისტრალში შეჭრა, რაც გამოიწვევს ჰიდრაულიკურ



ნახ. 8.5.



ნახ. 8.6.

რი დარტყმების წარმოშობის საშიშროებას და ორთქლის გაუფა-
ლისწინებელ კარჯვას.

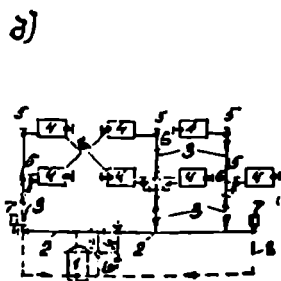
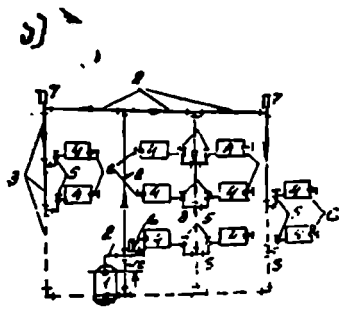
დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები ორთქლის ქვემო
განაწილებით შეიძლება აგრეთვე იყოს „სველი“ საკონდენსაციო მა-
გისტრალით.

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი ერთმილთიანი სისტემები

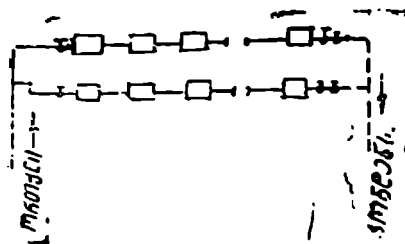
ასეთ სისტემებში ორთქლი და კონდენსატი მოძრაობს ერთ მილ-
ში. ეს სისტემები შეიძლება იყოს ზემო (ნახ. 8.7. ა) ან ქვემო (ნახ.
8.7. ბ) განაწილებით. ან ჰორიზონტალური, გამდინარე (ნახ. 8.8).

ქვემო განაწილების სისტემაში (ნახ. 6.7, ბ) ორთქლი ორთქლის
ქვებიდან 1 მანაწილებელი ორთქლსადენის 2 და დგარების 3 საშუა-
ლებით მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოებს 4, რომელზედაც დაყენე-
ბულია ჩამკეტ-მარტყულირებელი ვენტილი 5. სისტემადან ჰაერი გა-
შობილდევნება ავტომატური საჰაერო სარტყველს 7 საშუალებით. ჰაერ-
შემკრები ონკანები 6 იდგმება დაახლოებით სათბობი ხელსაწყოს სი-
ნაღლის 1/3-ზე.

დგარებში 3 ორთქლი და კონდენსატი მოძრაობს ერთმანეთის სა-
წინააღმდეგოდ, ხელსაწყოებში ორთქლის კონდენსაციის დროს წარ-
მოიქმნება ვაკუუმი, რაც აძხვებს ხელსაწყოებიდან კონდენსატის გა-
ყვანას. ხელსაწყოებიდან კონდენსატის უკეთ დაწრეტის (გაყვანის)
მიზნით ხელსაწყოების მიმყვანებთან ითვალისწინებენ ვერტიკალურ
მონაკვეთებს. მანაწილებელი ორთქლსადენები გაყვანება ისეთი დაბ-
რით, რომ უზრუნველყოფილ იქნეს ორთქლის და კონდენსატის თა-
ხედინილი მოძრაობა. კონდენსატი ჩადინება სველ კონდენსატსა-
დენში 8.



ნახ. 8.7.



ნ.ბ. ნ.3.

ორთქლის გამოშრობის მიზნით გათვალისწინებულია მილი 10. ქვაბში არსებული წნევის ხარჯზე კონდენსატის დონე იმყოფება 9 წერტილზე მაღლა, რაც გამოორიცხავს მილის 10 საშუალებით ორთქლის შექრას კონდენსატსა-დენში.

ორთქლისა და კონდენსატის შემხვედრი მოძრაობის დროს ორთქლსადენებსა და დგარებში ადგილი აქვს ჰიდრაულიკურ დარტყმებს, რის გამოც სისტემა მუშაობს ხმაურით.

ზემო განაწილების სისტემაში (ნახ. 8. 7, ა) ორთქლის და კონდენსატის შემხვედრ მოძრაობას ადგილი აქვს მხოლოდ სათბობი ხელსაწყოებისაკენ განშტოებებში. ამიტომ მათ ნაკლები ხმაური ახასიათებთ, ვიდრე ქვემო განაწილების სისტემებს.

საერთოდ ერთმილოვანმა ვერტიკალურმა ორთქლით სათბობმა ს-სტემებმა ვერ პოვეს გავრცელება.

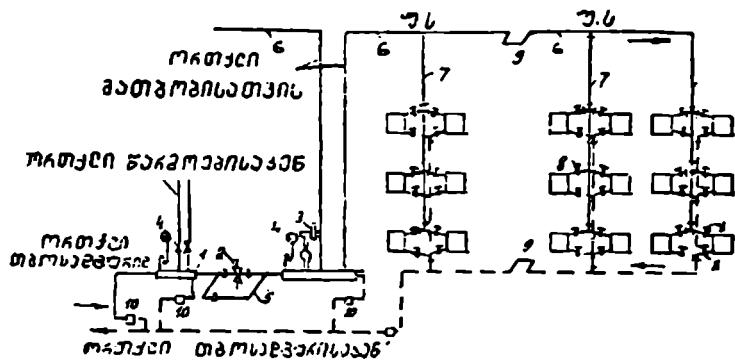
დიდი სათავსების გასათბობად, სადაც საჭირო არ არის ცალკეული სათბობი ხელსაწყო თბოგაცემის ინდივიდუალური რეგულირება. გამოიყენება ჰორიზონტალური სისტემები (ნახ. 8.8), რომელშიც გამოორიცხულია ორთქლის და კონდენსატის შეხვედრი მოძრაობა.

2. მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები

მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებს მიეკუთვნება ის სისტემები რომელთა ორთქლსადენის საწყის კვეთში (ქვაბიდან გამოსვლის ან შენობაში შესვლის ადგილას) წნევა 0,07 მპ (0,7 კგ/სმ²) აღემატება.

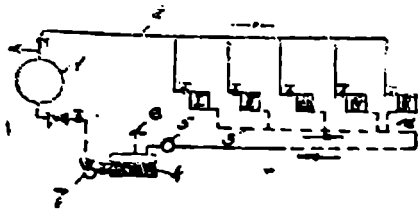
მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს ორთქლის როგორც ზემო, ისე ქვემო განაწილებით.

8.9 ნახაზზე მოცემულია მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა ორთქლის ზემო განაწილებით ორმილოვანი, ჩაკეტილი, ნიქური. იმ შენობაში, რომლის გათბობის სისტემაც მოცემულია 8.9 ნახაზზე, ტექნოლოგიური პროცესებისათვის საჭიროა 0,8 მპ (8 კგ/სმ²) ორთქლი. ამიტომ შენობაში ცალკე მდებარე საქვაბიდან მიედინება ამ წნევის ორთქლი. შენობაში ორთქლსადენის შემოყვანის ადგილას იდგმება ორთქლმანაწილებელი სავარცხელა 1, რომლიდანაც ორთქლი



ხ.ს 39.

რამდენიმე განბტობით მიეღინება სხვადასხვა საწარმოო დანადგარებში. შენობის გათბობის სისტემებისათვის კი საჭიროა გვექონდეს, მაგალითად, 0,4 მპ (4 კგ/სმ²) ორთქლი. იმისათვის, რომ 0,8 მპა (8 კგ/სმ²) ორთქლი დაყვანილ იქნეს 0,4 მპა (4 კგ/სმ²)-მდე, საჭიროა მანაწილებელ სავარცხელაზე სპეციალურად ამ მიზნისათვის განკუთვნილი რედუქტორის 2 დაყენება. რედუქტორს აქვს შემოსასვლელი ხაზი 5. თუ რაიმე უწყსიერობის გამო რედუქტორმა არ დააწია ორთქლის წნევა საჭირო დონემდე, მაშინ მოქმედებაში მოდის რედუქტორის შემდეგ დაყენებული (დამცველი) ბერკეტოვანი სარქველი 3 (რომელიც წინასწარაა რეგულირებული 0,4 მპ (4 კგ/სმ²) წნევაზე). რომელიც გაიღება და ორთქლი გავა ატმოსფეროში. ორთქლის წნევის გასაზომად სავარცხელაზე საჭიროა მანომეტრების 4 დაყენება. ორთქლი მაგისტრალური ორთქლსადენებით 6 და ცხელი დგარებით 7 შედის სათბობ ხელსაწყობებში. დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემებისაგან განსხვავებით, მაღალი წნევის ორთქლის სისტემების სათბობ ხელსაწყობთან იდგმება არა ერთი, არამედ ორი ვენტილი 8: ერთი — ორთქლის მიმყვანზე, მეორე საკონდენსაციო მილზე სათბობი ხელსაწყოს შემდეგ. ეს უკანასკნელი ხელსაწყოს ქსელიდან მთლიანად გამოთიშვის საშუალებას იძლევა, რასაც დიდი მნიშვნელობა აქვს, რადგანაც სათბობი ხელსაწყოს მართო ორთქლის მიმყვანზე დაყენებული ვენტილით გამოთიშვის შემთხვევაში ხელსაწყოში ორთქლი შევა საკონდენსაციო მილიდან (რადგანაც მასში დიდი წნევებია). გარდა ამისა, ეს ვენტილი წარმოადგენს წნევის მადროსელირებელ საშუალებასაც.



ნახ. 8.10.

იმ დიდი თერმული დაგრძელებების თავიდან ასაშორებლად, რომელსაც ადგილი აქვს მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში, საჭიროა ორთქლისა და კონდენსატის (უზოველი 40—50 მ შემდეგ) ნაგისტრალეებზე მოეწყოს კოქსენსატორები 9 და უძრავი საყრდენები (უ. ს.).

ორთქლსადენებში წარმოქმნილი კონდენსატის გასაყვანად სისტემაში აყენებენ საკონდენსაციო ქოთნებს 10, რომლებიც ატარებენ მხოლოდ კონდენსატს და იჭერენ ორთქლს. საკონდენსაციო ქოთნების დაყენება ხდება აგრეთვე სისტემის უშორეს დგარებთან, რათა მათ არ გაატაონ ის ორთქლი, რომელიც სათბობი ხელსაწყოებიდან შეიქმნება შევიდეს საკონდენსაციო ხაზში.

სისტემიდან კონდენსატი თვითღინებით ჩაედინება საკონდენსაციო ავზში, რომელიც საქვაბეშია განლაგებული. აქედან კი კონდენსატი ტუმბოს საშუალებით გადაიქაჩება ქვაბში. მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი ჩაკეტილი სისტემა განსხვავდება იმით, რომ ამ სისტემის საკონდენსაციო ავზი არ ეხება ატმოსფეროს და მასში მოხვედრილი ორთქლი გამოიყენება სხვადასხვა მიზნებისათვის.

მაღალი წნევის ორთქლის სათბობ ჩიხური სისტემის იმ სათბობ ხელსაწყოებში, რომლებიც უფრო ახლო არიან განლაგებულნი ქვაბთან, ორთქლი შედის შედარებით მაღალი წნევით. იგი ნაწილობრივ ხდება კონდენსატსადენში და აფერხებს მასში კონდენსატის მოძრაობას. ამიტომ ზოგჯერ გამოიყენება ორთქლის სათბობი სისტემა ორთქლის და კონდენსატის თანამგზავრული (თანხვედნილი) მოძრაობით (ნახ. 8.10).

ასეთ სისტემებში I ხელსაწყოდან კონდენსატსადენში შევა უფრო მაღალი წნევის ორთქლი. ვიდრე II ხელსაწყოდან, ხოლო II ხელსაწყოდან უფრო მაღალი წნევის, ვიდრე III ხელსაწყოდან და ა. შ. კონდენსატსადენის ბოლო უბნებზე ორთქლის ქარბი წნევა მთლიანად ჩაიხშობა და ყველაზე შორს მდებარე ხელსაწყოები მთლიანად გათავისუფლდება კონდენსატისაგან.

სისტემები ორთქლის და კონდენსატის თანამგზავრული (თანხვედნილი) მოძრაობით გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც ორთქლის წნევა მეტა 0,03 პა (0,3 კგ/სმ²)-ზე.

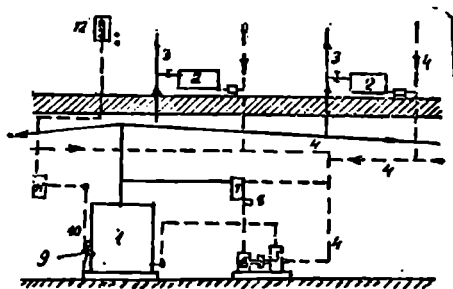
ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემები

ამ სისტემებში ქვაბში ვაკუუმ-ტუმბოს საშუალებით იქმნება ატმოსფერულზე დაბალი წნევა, რის გამოც ტემპერატურა მცირდება 100°C -ზე დაბლა. ამავე ტუმბოს საშუალებით სისტემაში წარმოებს ორთქლის და კონდენსატის გადაადგილება.

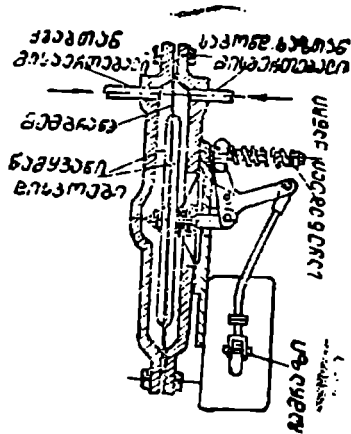
ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემის პრინციპული სქემა წარმოდგენილია 8.11 ნახაზზე.

ჩვეულებრივი დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბიდან 1 სათბობ ხელსაწყოებს 2 ორთქლსადენებით 3 გადაეცემა ორთქლი. კონდენსატი საკონდენსაციო მილებიდან 4 შეიწოვება ვაკუუმტუმბოებით 5, რომლებიც მუშაობს ელექტროძრავას 6 საშუალებით. ორთქლის საჭირო ტემპერატურის შესაბამისი აუცილებელი წნევათა სხვაობის სიდიდის განსაზღვრულ ფარგლებში დაქერა ხორციელდება ტუმბოსთან დაკავშირებული სპეციალური ავტომატური რეგულატორის 7 საშუალებით, რომელიც დროულად ჩართავს ან გამორთავს ელექტროძრავასთან მიერთებულ ჩამრახს 8. ქვაბის თბოგამომუშაების რეგულირება ხორციელდება ქვესაბერი კარებით 9, რომლის გაღებაც ხდება ჯაჭვური საწვეით 10 და მეორე ავტომატით 11. ეს უკანასკნელი მუშაობს სათავსში დაცუნიებული თერმოსტატის 12 საშუალებით.

8.12 ნახაზზე ნაჩვენებია ქვაბსა და კონდენსატსადენებში წნევათა სხვაობის მემბრანული რეგულატორი 7. მის უმთავრეს ნაწილს წარმოადგენს მემბრანა, რომელზეც ერთი მხრიდან მოქმედებს ქვაბში არსებული ორთქლის წნევა, ხოლო მეორე მხრიდან — ტუმბოს მიერ შექმნილი ვაკუუმი. სანამ სისტემას აქვს წნევათა სხვაობის აუცილებელი სიდიდე, ელექტროძრავა გამორთულია, როგორც კი წნევათა



ნახ. 9.11.



ნახ. 8.12.

სტეობა გახდება საჭიროზე ნაკლები. მემბრანა გადაილუნება მარცხე-
და მხარეს და ჩართავს ჩამრანს, რის შედეგადაც ჩაირთება ტუმბოც.
ამრიგად, ავტომატური რეგულატორი 7 უსრუნველყოფს საანგარიშო
რაოდენობის ორთქლის სათბობ ხელსაწყოში მიწოდებისათვის საჭი-
რო წნევითა სხვაობას, ხოლო თერმოსტატი 12 და ავტომატი 11 კი
უსრუნველყოფს შენობის თბომომარაგებისათვის საჭირო ორთქლის
რაოდენობის რეგულირებას.

ოთოველი სათბობი ხელსაწყოს მიმყვანზე კეთდება ვენტილი.
ხოლო სათბობი ხელსაწყოდან გამოსვლაზე საკონდენსაციო ქოლანი
(თერმული მოქმედების).

სისტემის ნორმალური მუშაობის აუცილებელ პირობას მისი ჰერ-
მეტიულობა წარმოადგენს, ამიტომ ასეთი სისტემების მონტაჟი გან-
საკუთრებული პასუხისმგებლობით უნდა შესრულდეს.

ვაკუუმორთქლოვან სისტემებს აქვს დაბალი ჰიდროსტატიკური
წნევა და აკმაყოფილებს სანჰიგიენურ მოთხოვნებს. ამიტომ ეს სის-
ტემები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს მალევე შენობებში. ვაკუუმ-
ორთქლოვანი სისტემები სსრ კავშირში არ გამოიყენება.

§ 8. 3. ორთქლის წნევის უარჩევან და სისტემების ჰიდრაავლიაური გაანგარიშება

ორთქლით სათბობ სისტემებში ორთქლის მოძრაობა მიღებში
ქვაბიდან სათბობ ხელსაწყოებამდე ხორციელდება ქვაბიდან ორთქ-
ლის გამოსვლის მომენტში და სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებულ წნე-
ვითა სხვაობის გამო. ხელსაწყოებში ორთქლის კონდენსაცია ხდება
წნევისას, რომელიც უახლოვდება ატმოსფერულ წნევას, ე. ი. ორთქ-
ლის წნევა მთლიანად იხარჯება მხოლოდ ორთქლგამტარი მილსადენის
ადგილობრივ და ხახუნის წინააღმდეგობათა გადასალახავად (საკონ-
დენსაციო მაგისტრალში კი წყალი მოძრაობს თვითღინებით). მაშა-
სადამე, რაც უფრო გრძელია ორთქლგამტარი მილსადენი (მანძალი
ქვაბიდან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე), მით მეტი ხახუ-
ნისა და ადგილობრივ წინააღმდეგობათა გადალახვა უხდება ორთქლს
და ამიტომ მით უფრო მეტი უნდა იყოს ორთქლის საწყისი წნევა
ქვაბში.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე, ქვაბში ორთქლის საჭირო წნე-
ვის სიდიდის დადგენა ხდება Σ სიგრძის მიხედვით, რომელიც

აქვს ორთქლგამტარ მილსადენს ქვაბიდან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე, შემდეგნაირად:

- როდესაც $l < 100$ მ . 0,005 მპა (0,05 კვ/სმ²);
 $l = 100$ მ . 0,005—0,01 მპ (0,05—0,1 კვ/სმ²);
 $l = 100—200$ მ . 0,01—0,02 მპა (0,1—0,2 კვ/სმ²);
 $l = 200—300$ მ . 0,02—0,03 მპა (0,2—0,3 კვ/სმ²).

იმ შემთხვევაში, როდესაც ერთი ქვაბი ემსახურება რამდენიმე წინობას ან დაბალი წნევის ორთქლის გამოყენების დროს კალორიფერებში და ორთქლწყალგამაცხელებლებში ორთქლის წნევა აიღება 0,08—0,07 მპა (0,3—0,7 კვ/სმ²).

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში გამოიყენება 0,37 მპა (3,8 კვ/სმ²-მდე) წნევის ორთქლი.

1. დაბალი წნევის ორთქლსადენების პიდრავლიკური გაანგარიშება

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის ორთქლსადენების გაანგარიშების მეთოდთა ანალოგიურია წყლით სათბობი სისტემის გაანგარიშებისა. ორთქლსადენების გაანგარიშება წარმოებს ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის მეთოდით. ამ დროს გამოიყენება ისეთივე ცხრილები, რომლებიც გამოიყენებოდა წყლით სათბობი სისტემის თბოსადენების გაანგარიშების დროს. ცხრილები (დანართი 14) შედგენილია საშუალო სიმკვრივის მიხედვით, რადგანაც დაბალი წნევის დროს ორთქლის სიმკვრივე იცვლება უმნიშვნელოდ.

გაანგარიშებას ვიწყებთ ყველაზე აოახელსაყრელ მდგომარეობაში მყოფი (ქვაბიდან ყველაზე შორს მდებარე) სათბობი ხელსაწყოს ორთქლსადენის შტოდან. ორთქლსადენში ხახუნის და ადგილობრივი წინააღმდეგობის გადალახვაზე იხარჯება წნევათა სხვაობა, რომელიც არსებობს ქვაბიდან გამოსვლაზე და სათბობი ხელსაწყოს წინ. სათბობი ხელსაწყოს წინ წნევა აიღება 0,0015—0,002 მპა (150—200 კვ/მ²). ხმაურის თავიდან აცილების მიზნით ორთქლს მოძრაობის სიჩქარე არ უნდა აღემატებოდეს 8.1 ცხრილში წარმოდგენილ სიდიდეებს.

ცხრილი 8.1

ვათბობის სისტემების ორთქლსადენებში ორთქლის მოძრაობის ზღვრული სიჩქარეები

წნევა შემყვანზე		ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე მ/წმ, როდესაც ორთქლი და კონდენსატი მიმართულია	
მპა	კვ/სმ ²	თანხვედრილად	საწინააღმდეგოდ
0,07-მდე	0,7 მდე	30	20
0,07-ზე მეტი	0,7-ზე მეტი	80	60

ორთქლსადენების წინასწარი გაანგარიშების დროს ვლებულობთ, რომ ხახუნის წინალობაზე იხარჯება წნევათა სხვაობის (ქვაბიდან გამოსვლისა და სათბობ ხელსაწყოში შესვლაზე) 65%. ამ სიდიდის გაყოფით ორთქლსადენის სიგრძეზე ქვაბიდან განსახილველ სათბობ ხელსაწყომდე ვლებულობთ ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის $K_{აა}$ ა სიდიდეს.

მიღებული $K_{აა}$ სიდიდის და საანგარიშო ობიექტი დატვირთვით მიხედვით ვსაზღვრავთ უბნების დიამეტრებს, R -ის და h , m , $წმ$ -ის ფაქტორ მნიშვნელობებს. შემდეგ ცალკეულ უბნებზე ვპოულობთ წნევის დანაკარგებს ხახუნზე (R) და მთელ საანგარიშო ორთქლსადენზე (ΣR). ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ ადგილობრივი წინალობების კოეფიციენტების ჯამს ცალკეულ უბნებზე და წნევის დანაკარგებს ადგილობრივი წინალობების გადალახვაზე. შემდეგ ვსაზღვრავთ ორთქლსადენის მთელი საანგარიშო შტოსათვის წნევის საერთო დანაკარგებს $\Sigma(R + Z)$.

$\Sigma(R + Z)$ მიღებულ მნიშვნელობას ვადარებთ არსებულ საციკულაციო წნევის სიდიდეს. წნევის მარაგი არ უნდა აღემატებოდეს 10%-ს. ეს მარაგი დაიხარჯება გაანგარიშების დროს გაუთვალისწინებელ წინალობათა გადალახვაზე.

ამის შემდეგ ვანგარიშობთ სხვა სათბობი ხელსაწყოების ორთქლსადენების შტოების დიამეტრებს. გაანგარიშება უნდა ჩატარდეს ისე, რომ სისტემების ურთიერთდაკავშირებულ ნაწილებში წნევის დანაკარგები განსხვავდებოდეს ერთმანეთისაგან არა უმეტეს 25%-ით.

მაღალი წნევის ორთქლსადენების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების ორთქლსადენებში მოძრაობისას (ქვაბიდან ან შემყვანიდან მომხმარებლამდე) შესაძლებელია იცვლება ორთქლის წნევა, რაც იწვევს ორთქლის სიმკვრივის მკვეთრ ცვლებადობას. ეს უკანასკნელი კი დიდ გავლენას ახდენს ქსელში წნევის კარგვაზე. ამიტომ მაღალი წნევის ორთქლის ქსელების გაანგარიშებისას არ შეიძლება ვისარგებლოთ ორთქლსადენის მილიან სიგრძეზე ორთქლის საშუალო სიმკვრივის სიდიდით ისე, როგორც ეს ხდება დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების გაანგარიშებისას.

იმისათვის, რომ მივალწიოთ წნევის დანაკარგების ზუსტ აღრულებას, საჭიროა გაანგარიშებაში შევიტანოთ ორთქლის სიმკვრივის მნიშვნელობები, რომლებიც შეესაბამება მის საშუალო წნევას მილ-

სადენის ყოველ ცალკეულ განსახილველ უბანზე. მაგრამ ამის გაკეთება პრაქტიკულად მეტად მოუხერხებელია და ამიტომ იქცევიან შემდეგნაირად: ადგენენ ცხრილს ან აგებენ ნომოგრამას (დანართი 1.5) ორთქლის ერთი რომელიმე გარკვეული სიმკვრივისათვის, კერძოდ, ორთქლსათვის. რომლის სიმკვრივეც $\rho = 1$ კგ/სმ³-ს, (ასეთი ორთქლის ჭარბი წნევა, $p = 0,08$ მპა (0,8 კგ/სმ²), ხოლო ტემპერატურა 116,3°), ამიტომ ნომოგრამის ან ცხრილის საშუალებით განსაზღვრული წნევების კუთრი დანაკარგები ($R_{ორ}$ კგ/მ³) და ორთქლის მოძრაობის სიჩქარეები (w მ/წმ) იქნება არა ფაქტიური, არამედ პირობითი სიდიდეები. იმისათვის, რომ ვიპოვოთ R ის და w ს ფაქტიური სიდიდეები, საჭიროა ნომოგრამის ან ცხრილის საშუალებით ნაპოვნი პირობითი სიდიდეები გავყოთ ორთქლის იმ ფაქტიურ საშუალო სიმკვრივეზე. რომლებიც იქნება ორთქლსადენის განსახილველ ცალკეულ უბნებში:

$$R = \frac{R_{ორ}}{\rho} \text{ კგ/მ}^3 \quad (8.2)$$

ან

$$w = \frac{w_{ორ}}{\rho} \text{ მ/წმ.} \quad (8.3)$$

წინეს პირობითი კუთრი დანაკარგის სიდიდე ხახუნზე, როდესაც $\rho = 1$ კგ/მ³, გამოითვლება ფორმულით

$$R_{საპირო} = \frac{0,8(P_1 - P_2) \rho_{საპ}}{\Sigma l}, \quad (8.4)$$

სადაც P_1 და P_2 არის ორთქლის წნევები ორთქლსადენის დასაწყისსა და ბოლოში. პა:

$\rho_{საპ}$ — ორთქლის საშუალო სიმკვრივე. კგ/მ³, რომელიც შეესაბამება საშუალო წნევას, $\frac{P_1 + P_2}{2}$;

Σl — ორთქლსადენის სიგრძე მ.

მაღალი წნევის ორთქლსადენების გაანგარიშებისას (გაანგარიშების გამარტივების თვალსაზრისით) მიზანშეწონილია ადგილობრივი წინაღობის სიდიდე გამოხატულ იქნეს მათ ხახუნზე წნევის დანაკარგების შესაბამისი ეკვივალენტური სიდიდეებით.

მილსადენის იმ სიგრძეს, რომელზეც წნევის დანაკარგები ხახუნზე ტოლია წნევის დანაკარგებისა ადგილობრივ წინაღობაზე, რო-

დესაც ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი $\xi = 1$, ეწოდება ეკვივალენტური სიგრძე; უბნისათვის — $l_{\text{კვ}} = \sum \frac{d}{\lambda}$, სადაც λ არის ხახუნის კოეფიციენტი, ხოლო \sum — უბნის ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების ჯამი.

როდესაც საანგარიშო უბნის სიგრძეა l , მაშინ წნევის საერთო დანაკარგები უბანზე გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta P = Rl + l_{\text{კვ}} \text{ პა,} \quad (8.5)$$

სადაც R არის ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგის ფაქტიური მნიშვნელობა;

$l_{\text{კვ}}$ — უბნის ეკვივალენტური სიგრძე.

2. კონდენსატსადენების დიამეტრის განსაზღვრა

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის კონდენსატსადენის დიამეტრის შერჩევისათვის საჭიროა ვიცოდეთ ცალკეულ უბნების სიგრძეები, თბური დატვირთვები, წნევები და კონდენსატსადენის სახე (მშრალი თუ სველი). დიამეტრების შერჩევა წარმოებს ;რ დანართის მიხედვით.

სველი დაწნევითი კონდენსატსადენის დიამეტრი განისაზღვრება არსებული წნევის მიხედვით

$$\Delta P = pgh \text{ პა,} \quad (8.6)$$

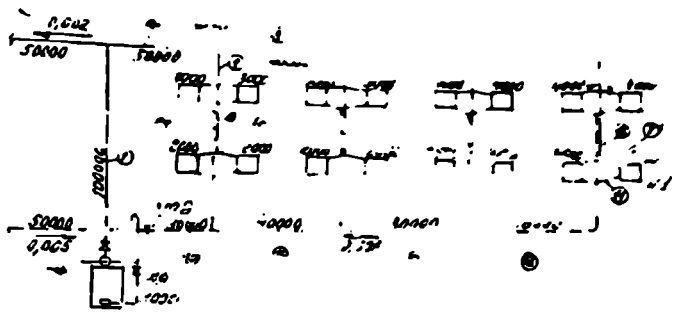
სადაც h არის მაგისტრალური კონდენსატსადენის საწყის და საბოლოო წერტილებს შორის ვერტიკალური მანძილი ან მაგისტრალის სიგრძისა და ქანაობის ნამრავლი ($h = li$);

p — წყლის სიმკვრივე, კგ/მ³;

g — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს კონდენსატში ჰაერის ან ორთქლის არსებობას.

შიგა ქსელების პორიზონტალური კონდენსატსადენებისა და დგარებისათვის g კოეფიციენტი აიღება: როდესაც $P \leq 0,07$ მზა ($0,7$ კგ/სმ²) $g = 0,5$; $P > 0,07$ მზა ($0,7$ კგ/სმ²); $g = 0,65$; გარე ქსელების პორიზონტალური კონდენსატსადენებისათვის $g = 0,75$; დაწნევითი კონდენსატსადენებისათვის, რომლებიც მუშაობენ ავზის მიერ განვითარებულ წნევის ხარჯზე (დონეთა სხვაობის გამო) $g = 1$.

დაწნევით კონდენსატსადენის დიამეტრი, რომელშიც წნევის შექმნა წარმოებს ტუმბოს საშუალებით, განისაზღვრება იმ წნევითა სხვა-



ნახ. 13.8

ობის მიხედვით, რომელიც საჭიროა ძაგისტრალურ კონდენსატსადენ-ში კონდენსატის გადასაქაჩად.

დაწნეითი ავზის გამოყენების დროს კონდენსატის საანგარიშო რაოდენობა გამოითვლება ორთქლის საანგარიშო ხარჯის მიხედვით, რომელიც აიღება 1.5 კოეფიციენტით, დანარჩენ შემთხვევებში კი კონდენსატის საანგარიშო რაოდენობა განისაზღვრება ორთქლის მასის მიხედვით.

მაგალითი 8.1. საჭიროა 8.12 ნახაზზე ნაჩვენები დაბალი წნევის ორთქლით: სათბობი სისტემის მილსადენის დიამეტრებისა და ქვაბში საჭირო წნევის სიდიდის განსაზღვრა. როგორც ნახაზიდან ჩანს, სისტემა არის ორთქლის ზემო განაწილებით და „მშრალი“ კონდენსატსადენით. უბნების ნომრები და მათი თბური დატვირთვები მოცემულია 8.13 ნახაზზე. ორთქლგამტარი მილების სიგრძეებია:

$$l_1 = 10 \text{ მ}; \quad l_2 = l_3 = l_4 = 5 \text{ მ}; \quad l_5 = 8,5 \text{ მ}; \quad l_6 = l_8 = l_9 = 3 \text{ მ};$$

$$l_7 = l_{10} = 1,0 \text{ მ}.$$

ორთქლგამტარი მილსადენის საერთო სიგრძე ქვაბიდან ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში მყოფ (უშორეს) № 1 სათბობ ხელსაწყომდე უდრის 37,5 მ. როგორც ვიცით, როცა ორთქლგამტარი მილსადენის სიგრძე არ აღემატება 50 მ, ქვაბში ორთქლის წნევა უნდა იყოს $l_{კვ} 5 \cdot 10^3$ პა (500 კგ/მ^2). წნევის ამ სიდიდიდან სათბობი ხელსაწყოს წინ ეტოვებთ თავისუფალ წნევას $2 \cdot 10^3$ პა (200 კგ/მ^2).

ამრიგად, ორთქლგამტარი მილსადენების წინაღობათა გადასალახავად დაგვრჩება წნევა

$$\Delta P = 5000 - 2000 = 3000 \text{ პა } (300 \text{ კგ/მ}^2).$$

წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე იქნება

$$R_{\text{საშ}} = \frac{0,65 \cdot 3000}{37,5} = 52 \text{ პა (5,2 კვ/მ}^2\text{) გრძივ მეტრზე.}$$

მე-14 დანართის დახმარებით ვაწარმოებთ ორთქლსადენის დია-მეტრებს შერჩევას.

გაანგარიშებით მიღებული მონაცემები შეგვაქვს 8.2 ცხრილში. ქვემოთ მოგვყავს ადგილობრივ წინალობათა დასახელება უბნების მიხედვით

№ 1 უბანი

- | | |
|---|---------------------|
| 1. ტაბიდან გამოსვლა (ქვაბის ნახევარი) | $\xi = 1,25$ |
| 2. საკვალთი, როცა $d = 76/3 \text{ მმ}$. | $\xi = 0,5$ |
| | $\Sigma \xi = 1,75$ |

№ 2 უბანი

- | | |
|--------------------|-------------|
| 1. საბრუნე სამკაპი | $\xi = 1,5$ |
|--------------------|-------------|

№ 3 უბანი

- | | |
|-----------------------|-------------|
| 1. გასასვლელი სამკაპი | $\xi = 1,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 4 უბანი

- | | |
|-----------------------|-------------|
| 1. გასასვლელი სამკაპი | $\xi = 1,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 5 უბანი

- | | |
|--|--------------------|
| 1. გასასვლელი სამკაპი | $\xi = 1,0$ |
| 2. 90°-იანი სარინი, როცა $d = 32 \text{ მმ}$. | $\xi = 1,0$ |
| | $\Sigma \xi = 2,0$ |

№ 6 უბანი

- | | |
|-------------------|-------------|
| გასასვლელი ჭვარდი | $\xi = 2,0$ |
|-------------------|-------------|

№ 7 უბანი

- | | |
|--------------------|-------------|
| 1. საბრუნე სამკაპი | $\xi = 1,5$ |
|--------------------|-------------|

წნევის დანაკარგებს (Z) ადგილობრივ წინალობებზე (ყოველი უანრსათვის) ეიღებთ მე-17 დანართის მიხედვით და მიღებული სიღიდებები შეგვაქვს 8.2 ცხრილში.

წინასწარ ჩატარებული გაანგარიშებით მივიღებთ, რომ წნევის დანაკარგი ხახუნზე და ადგილობრივ წინალობებზე შეადგენს $\Sigma (R_i + Z_i)^2 = 2459 \text{ პა}$. რაც გაცილებით ნაკლებია საცირკულაციო წნევის სიდიდეზე ($\Delta P = 3000 \text{ პა}$), ამიტომ ვამცირებთ № 1 უბნის მილის დიამეტრს. და მიღებული შედეგი შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკის „საბოლოო გაანგარიშების მონაცემების“ სვეტში.

დახვალა წუნეის ორთქლით საბობი ხისებობი ორთქლსადუნების ხანგაროშო ბლანკი

1	2	3	წინასწარი კანკაროშუბის მ-ნაკლები					საკოლო ვანკაროშუბის მონაკლები						
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	116000	10	76.3	21.3	55	550	175	210	70	22.7	70	700	1.75	300
2	58000	5	50	18.85	60	300	1.5	150						
3	46400	5	50	15.2	-10	200	1.0	78.6						
4	34800	5	50	11.6	21	120	1.0	43						
5	17400	8.5	32	12.5	50	425	2.0	102						
6	8120	3	25	10.1	50	150	2.0	72						
7	4060	1	20	7.9	38	33	1.5	30						
						1783		5756						
წინასწარი ხანგაროშუბის მონაკლებით მიუღებ, რომ $\Sigma(R_{11}-Z_{11})=2459$ კა < 30.0 კა საბოლოო ანგ რა-														
შის მონაკლებით $\Sigma(R_{11}-Z_{11})=2709$ კა წუნეის სათადარავო მარაგი იქნება $\frac{3000-2709}{3000} \cdot 100=9.7\%$														
8	11600	3	25	16.6	130	390	1.5	130						
9	4640	3	20	9.4	55	165	2.0	58.8						
10	2320	1	10	14.0	220	220	1.5	90						
						775		278.8						
ამრიგად წუნეის დანაკარგები ტოლია $\Sigma(R_{11}-Z_{11})=1053.8$														

საბოლოო გაანგარიშების შედეგად მიღებული მონაცემების გათვალისწინების შემდეგ დარჩა 9,7% წნევის სათადარიგო მარაგი.

ამის შემდეგ გადავდივართ ქვაბთან უახლოესი დგარის (№ 2) საოპობი ხელსაწყოების მილსადენის დიამეტრების განსაზღვრაზე.

წნევის სიდიდე, რომელიც უნდა დაიხარჯოს 8,9 და 10 უბნებზე, ტოლია იმ წნევის სიდიდისა, რომელიც იხარჯებოდა 3, 4, 5, 6 და 7 უბნებზე. ანუ 1258,6 პა (იხ. 8.2 ცხრილი). თუ ამ წნევიდან 35% ავიღებთ ადგილობრივ წინაღობათა გადასალახავად და დარჩენილი წნევის სიდიდეს გაეყოფთ 8,9 და 10 უბნების სიგრძეთა ჯამზე, რომელიც უდრის $L=3+3+1=7$ მ, მივიღებთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს

$$R_{II} = \frac{1258.6(1-0,35)}{7} = 117 \text{ პა/გრძ.მ.}$$

ამ (R_{II}) სიდიდის მიხედვით შევარჩევთ ორთქლსადენების დიამეტრებს 8, 9 და 10 უბნებისათვის. გაანგარიშების შედეგები შეგვაქვს 8.2 ცხრილში. ადგილობრივი წინაღობები ამ უბნებისათვის იქნება:

№ 8 უბანი

1. საბრუნო სამკაბი . $\xi = 1,5$

№ 9 უბანი

1. გასასვლელი ჯვარადი $\xi = 2.0$

№ 10 უბანი

1. საბრუნო სამკაბი . $\xi = 1,5$

ადგილობრივ წინაღობებზე მიღებული წნევის დანაკარგები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში.

საანგარიშო ცხრილიდან ვხედავთ, რომ 8, 9, 10 უბნებზე წნევის მთლიანი დანაკარგი შეადგენს 1053,8 პა. განსხვავება შეადგენს 16%, რაც ნაკლებია ნორმატიულ სიდიდეზე 25%-ით. კარბი წნევის ჩახშობა მოხდება ხელსაწყოებთან დაყენებული ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის საშუალებით.

ზემო განხილულის ანალოგიურად ვახდენთ სისტემის სხვა სათბობი ხელსაწყოების მილსადენების დიამეტრების შერჩევას.

მშრალი საკონდენსაციო მაგისტრალის დიამეტრების შერჩევას ვაწარმოებთ მე-16 დანართის საშუალებით. გაანგარიშების მონაცემები შეგვაქვს 8.3 ცხრილში.

საკონდენსაციო შავისტრალის დიამეტრების საანგარიშო ბლანკი

უბნების №-ე	ორთქლის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა, ვტ	მილების დიამეტრები, მმ
11	4060	15
12	17400	20
13	34800	32
14	46400	32
15	58000	32
16	116000	40

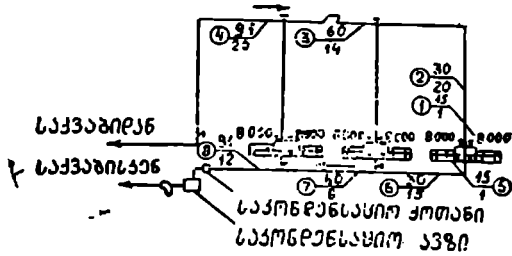
მაგალითი 8.2. ვიანგარიშით 8.14 ნახაზზე მოცემული მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა შემდეგი პირობებისათვის: ორთქლის მანაწილებელ სავარცხელაში მიედინება მშრალი გაჭერებული ორთქლი, სავარცხელაზე დაყენებული წნევის რეგულატორის შემდეგ ორთქლის საწყისი წნევა 0,255 მპ (2,55 კგ/სმ²).

სათბობ ხელსაწყობად გამოყენებულია წიბოვანი მილები, რომელთა თბური დატვირთვები აღნიშნულია ნახაზზე. აქვეა მოცემული უბნების ნომრები და მათი სიგრძეები.

საორიენტაციოდ ვიღებთ, რომ ორთქლის საბოლოო წნევა სათბობი ხელსაწყოს წინ უდრის $P_{საბ} = 0,2$ მპ (2 კგ/სმ²), ე. ი. წნევის დანაკარგები გათბობის სისტემის ქსელში (მანაწილებელი სავარცხელიდან ხელსაწყომდე), ტოლია

$$\Delta P = P_{საბ} - P_{სა.ბ} = 0,255 - 0,2 = 0,055 \text{ მპ} = 55000 \text{ პა.}$$

ენიდან მაღალი წნევის ორთქლსადენების საანგარიშო ნომოგრამის აგებისას თბური დატვირთვები გათვალისწინებული იყო არა ვტ-ობით, არამედ კგ/სთ-ობით, ამიტომ არსებული სისტემის ყოველ უბანში და მოლიანად სისტემაში არსებული ორთქლის რაოდენობა უნდა გადავიყვანოთ კილოგრამებში.



სახ. 8.14

ვათბობის სისტემის მთლიანი თბური დატვირთვა უდრის 200640 კვ: (55680 ვტ). ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო, როცა $P_{სა} = 3.2$ მპა-ს, იქნება $r = 2203$ კვა/კგ (იხ. დანართი 18), ე. ი. ვათბობის სისტემის მთლიანი დატვირთვა იქნება

$$G = \frac{\Sigma Q}{r} = \frac{200640}{2203} = 91 \text{ კგ/სთ.}$$

პირველი ვაპნისათვის კი იქნება

$$G_1 = \frac{33440}{2203} = 15 \text{ კგ/სთ.}$$

ანალოგიურად ვპოულობთ დატვირთვას ყველა უბნისათვის. და მიღებული სიდიდეები შეგვაქვს მაღალი წნევის ორთქლის სათბობის სისტემის ქსელის საანგარიშო ბლანკის (იხ. ცხრილი 8.4) მეორე სვეტში.

ცხრილი 8.4

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის ვანგარიშება

1	უბნის №	ორთქლის რაოდენობა, (კვ/სთ)	უბლის დიამეტრი, ძმ	წნევის საბოლოო მნიშვნელობები უბნებზე, $P_{სა}$ მპა	აქვეყნებული სიგრძეები, L მ	წნევის პირობითი კუთხი დანაკარგი, $R_{სა}$ მპა/მ	ორთქლის მარაგის პირობითი სიჭარბე, $\Delta P_{სა}$ მპა	ორთქლის საშ. სიჭარბე, $P_{სა}$ მპა	წნევის ფაქტ. კუთხი დანაკარგი, $R_{სა}$ მპა/მ	ორთქლის მოძარბის ფაქტობრივი სიჭარბე, $\Sigma P_{სა}$ მპა	აღვლობაზე წინაღობა, კოეფიცი. $\Sigma \xi$	უბნის დაყვანილი სიგრძე, $L_{დაყ}$ მ	წნევის ფაქტ. მთლიანი კარგვა უბანზე, $\Delta P_{ფაქ}$ მპა	წნევის სიდიდე უბნის დასაწყისში, $P_{სა}$ მპა
1	15	15	200000	0.4	880	25	1.11	793	22.5	19	12.4	9833	209833	
2	30	20	2720 0	0.6	1000	30	1.12	900,26 8	2 5	21 5	19300	221300		
3	60	30	2213 0	0.96	350	24	1.21	300 20 0	3	12 9	3900	225200		
4	91	30	225200	0.96	850	38	1.23	700 30.9	10 5	30	21000	246200		
												54033		

ესაზღვრავთ საშუალო საორიენტაციო წნევის კუთხ დანაკარგს სასაქონლო მთელი ვათბობის ქსელის სიგრძისათვის

$$R_{სა} = \frac{\Delta P \cdot 0,8}{\Sigma L} = \frac{55000 \cdot 0,8}{50} = 880 \text{ მპა (88 კვ/მ}^2\text{)}.$$

$R_{სა}$ ნაპოვნი სიდიდით და ყოველი უბნის G დატვირთვაზე მე-15 დანართის დახმარებით ესაზღვრავთ უბნების მიღებას

ლიანეტრებს, მიღებული მნიშვნელობები შეგვაქვს 8.4 ცხრილის შესაბამის სვეტებში.

ნომოგრამით ესარგებლობთ შემდეგნაირად: პირველი უბნის დაჯეროვის შესაბამის წერტილს (a) $G = 15$ კგ/სთ ვპოულობთ ნომოგრამის I ნახაზზე, ხოლო ნომოგრამის I ნახაზზე ვპოულობთ სასუსნე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგის შესაბამის წერტილს (ბ) $R_{საა} = 880$ პა. სწორი ხაზით ვაერთებთ ამ ორ წერტილს (სწორ ხაზს ვაგრძელებთ ნომოგრამის ყველა ნახაზის გადაკვეთამდე) და ნომოგრამის III ნახაზზე (ბ) მივიღებთ მილის საძიებელ დიამეტრს, $d = 15$ მმ. მიღებული $d = 15$ მმ და $G = 15$ კგ/სთ წერტილებს ისევ ვაერთებთ სწორი ხაზით, ხაზს ვაგრძელებთ ნომოგრამის ყველა ნახაზის გადაკვეთამდე. ამის შედეგად I ნახაზზე (1) ვპოვივთ ხასუნზე წნევის პირობით დანაკარგს $R = 880$ პა და II ნახაზზე — ორთქლის მოძრაობის პირობით სიჩქარეს $v = 25$ მ/წმ. მიღებული სიდიდეები შეგვაქვს საანგარიშო ცხრილის მე-6 და მე-7 სვეტებში.

ამის შემდეგ $d = 15$ მმ წერტილს (ბ) სწორი ხაზით ვაერთებთ არეპერის O წერტილთან და ნომოგრამის V ნახაზის გადაკვეთაზე ვპოულობთ ეკვივალენტურ სიგრძეს (H) $L_{ეკ} = 0,4$ მს სიდიდე შეგვაქვს საანგარიშო ცხრილის მე-5 სვეტში.

ორთქლის საშუალო $p_{საა}$ სიმკვრივის განსაზღვრისათვის საჭიროა დიდი ხანზე ორთქლის საშუალო წნევა

$$P_{საა} = \frac{P_{საა5} + P_{საა6}}{2}$$

თუმცა პრაქტიკული გაანგარიშებისათვის ორთქლის საშუალო წნევის $P_{საა}$ ნაცვლად შეიძლება ავიღოთ ორთქლის სიმკვრივე უბნის ბოლოში არსებული ორთქლის წნევის მხედვით. მაგალითად, პირველი უბნის ბოლოში, როგორც ვიცით, გვაქვს წნევა $P_{საა} = 0,2$ მპა, რომლის დროსაც ორთქლის სიმკვრივე $p_{საა} = 1,11$ კგ/მ³-ის (იხ. დანართი 18) ტოლია. ცხადია, რომ მიღებული $p_{საა}$ ოდნავ ნაკლები იქნება $p_{საა}$ -ზე, ამიტომ უბანზე $p_{საა}$ -ით გამოთვლილი წნევის დანაკარგების მნიშვნელობები იქნება ფაქტიურზე რამდენადმე მეტი; ანუ გვექნება სათადარიგო მარაგი, რაც დასაშვებია.

საბოლოო სიდიდე $p_{საა} = 1,11$ კგ/მ³ შეგვაქვს საანგარიშო

ცხოვროს ბ.ე. სექტში. ცხრილის მე-9 და მე-10 სვეტების შესავსებად ვიყენებთ (8.2) და (8.3) ფორმულებს

$$R = \frac{R_{\text{აირ}}}{\rho} = \frac{880}{1,11} = 793 \text{ პა};$$

$$v = \frac{v_{\text{აირ}}}{\rho} = \frac{25}{1,11} = 22,5 \text{ მ/წმ.}$$

ფაქტობრივ წინაღობათა კოეფიციენტების ჯამი 1 უბანზე იქნება:

1. გენტილი (15 მმ)	$\xi = 13$
2. 90°-იანი სარინი, როცა $l = 15$ მმ	. $\xi = 1,5$
3. სამკაპი წინაღედზე	. $\xi = 3,0$
4. სარინი	$\xi = 1,5$
	$\Sigma \xi = 19$

სათბობი ხელსაწყოს წინაღობას არ ვითვალისწინებთ, რადგანაც ხელსაწყოს წინ დატოვებული გვაქვს თავისუფალი წნევა $P = 0,2$ მპა.

ბალებული შედეგი შეგვაქვს მე-11 სვეტში.

ესაზღვრავთ 1 უბნის დაყვანილ სიგრძეს (შედეგს შევიტანთ მე-12 სვეტში)

$$l_{\text{დაყ}} = l + l_{\text{კე}} \Sigma \xi = 1 + 0,6 \cdot 19 = 12,4.$$

პირველ უბანზე წნევის დანაკარგი იქნება (შედეგს შევიტანთ მე-13 სვეტში)

$$\Delta P_{\text{ფ}} = R l_{\text{დაყ}} = 793 \cdot 12,4 = 9833 \text{ პა.}$$

წნევის სიდიდე დასაწყისში იქნება (შედეგს შევიტანთ მე-14 სვეტში).

$$P_{\text{დას}} = P_{\text{დას}} + \Delta P_{\text{ფ}} = 200000 + 9833 = 209833 \text{ პა (20983,3 კგ/მ}^2\text{)}.$$

პირველი უბნის გაანგარიშებისას ანალოგიურად ვანგარიშობთ 2.3 და 4 უბნებს და მიღებული შედეგები შეგვაქვს საანგარიშო მ.4 ცხრილში.

როგორც ამ ცხრილიდან ვხედავთ, ორთქლის წნევის კარგვა ორთქლის მანაწილებელი სეპარატორიდან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე გამოვიდა $\Delta P_{\text{ფ}} = 54033$ პა, ნაცვლად საანგარიშოდ მიღებული წნევის ვარდნილისა $\Delta P = 55000$ პა. არ ვახდენთ სისტემის გადაანგარიშებას და ვგულისხმობთ, რომ თავისუფალი წნევის სიდიდე სათბობი ხელსაწყოს წინ იქნება არა 200 000 პა (0,2 მპა), არამედ 200 967 პა.

ამის შემდეგ გადავდივართ საკონდენსაციო ხაზის (იხ. ნახ. 8.14 უბნები 5÷6) გაანგარიშებაზე. უბნებში გამავალი კონდენსატის რაოდენობა და უბნების სიგრძეები მოცემულია ნახაზზე. გაანგარიშებისათვის ვსარგებლობთ დაწნევითი კონდენსატსადენების საანგარიშო ცხრილებით (შეგვიძლია ვისარგებლოთ აგრეთვე წყლით სათბობი სისტემის საანგარიშო ცხრილებითაც).

კონდენსატის მოძრაობის სიჩქარეს ვიღებთ 1 მ/წმ-მდე. ამასთან, ვითვალისწინებთ იმას, რომ ვათბობის სისტემის ამუშავებისას ორთქლის ხარჯი საანგარიშოსთან შედარებით შეიძლება ორჯერ გაიზარდოს. ამიტომ საკონდენსაციო ხაზის საანგარიშო ბლანკის (იხ. 8.5 ცხრილ) მე-2 სვეტში ნაჭეუნიერია უბნებში გამავალი კონდენსატის გაორკეცული რაოდენობა. მიუხედავად ამისა, კონდენსატის ხარჯი იმდენავე უმნიშვნელოა, რომ მინიმალური დიამეტრის $d = 15$ მმ მილის შერჩევისასაც კი მილში კონდენსატის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატება 0.3 მ/წმ.

წნევის საერთო დანაკარგი საკონდენსაციო მილში (საკონდენსაციო ქოთნამდე) არის 2422 პა.

ცხრილი 2.5

ორთქლის მაღალი წნევის ვათბობის სისტემის საკონდენსაციო ხაზის გაანგარიშება

უბნის №	G, კგ/ს	L, მ	d მმ	R, პა/მ	h, მ/წმ	R, პა/მ	HL, პა	Z _წ	Z _ს	HL+Z, პა
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	30	1	15	2,2	0,05	1,3	2,2	19	25	27,7
2	60	15	15	12	0,09	4	180	2,5	10	190
3	120	8	15	40,5	0,2	20	324	1	20	344
4	182	12	15	95	0,3	45	1140	16	720	1860
										2422

§ 8. 4. ორთქლით სათბობი სისტემების მოწყობილობა

ორთქლით სათბობ სისტემებში გამოიყენება ისეთი სახის ჩამკეტ-მარეგულირებელი და საკონტროლო-საზომი არმატურა, როგორცაა: ჩამკეტი ვენტილები, ძანოშეტრები, საკონდენსაციო ავზები, კონდენსატგამყვანები, კომპენსატორები, მცველი და სარედუქციო საჩქეველები.

ჩამკეტი ვენტილები გამოიყენება მაგისტრალურ ორთქლსადენებსა და კონდენსატსადენებზე.

ორთქლს წნევის გასაზომად იყენებენ მანომეტრებს. მათი მიერთება ორთქლსაღენებთან ხორციელდება სილფონური მილების საშუალებით. მანომეტრის წინ საქიროა მოწყობილი სამსვლური ონკანი.

დაბალი წნევის ორთქლით საბოლოო გათიშულ სისტემებში კონდენსატი ჩაედინება საკონდენსაციო ავზში. ამ კონდენსატის მანათილია

$$G = \frac{q}{r} \text{ კგ/სთ} \quad (8.7)$$

სადაც q არის ორთქლის საბოლოო სისტემის ობიექტობა კგ/სთ;

r — ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო და დაბალი წნევის ორთქლისათვის შეიძლება მივიღოთ 2257 კგ/კგ.

კონდენსატის დაბრუნების გათიშული სქემის მქონე ორთქლის საბოლოო სისტემაში დაყენებულ საკონდენსაციო ავზში უნდა ჩაეტოვოს იმ რაოდენობის კონდენსატი, რამდენსაც სისტემა გამოყოფს 1—2 საათის განმავლობაში.

საკონდენსაციო ავზის მოცულობას გაიანგარიშებენ შემდეგი ფორმულით

$$V = \frac{q}{r \cdot 959,1}, \quad (8.8)$$

სადაც 959,1 არის ავზში არსებული კონდენსატის სიმკვრივე კგ/მ³-ობით (გვეულისხმობთ, რომ ავზში კონდენსატის ტემპერატურა 100°-ზე ნაკლებია და დაახლოებით უდრის — 99°).

კონდენსატის ქვაბში გადაქაჩვა ხდება როგორც ცენტრიდანული ტუმბოებით. ისე ხელის ტუმბოს საშუალებით. ტუმბოს ისეთნაირად არჩევენ, რომ მან ავზიდან ქვაბში საათური ხარჯის კონდენსატის რაოდენობა 5 წუთში გადაქაჩოს. ტუმბოს მწარმოებლურება შეიძლება განესაზღვროთ ფორმულით

$$v_0 = \frac{q \cdot 60}{959,1 \cdot r \cdot 5} \text{ მ}^3/\text{სთ}. \quad (8.9)$$

ტუმბო უნდა დაიდგას საკონდენსაციო ავზის ფსკერის დაბლა იმდენად, რომ კონდენსატი ავზიდან ტუმბოში თვითღინებით ჩადიოდეს (თან ავზში უნდა გვექონდეს 0,5+1,5 პა (0,05—0,15 კგ/მ²) ჰარბი წნევა). წინააღმდეგ შემთხვევაში ტუმბო შეიწოვს კონდენსატს და შემწოვ მილში წარმოიქმნება ვაკუუმი, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს კონდენსატის ადუღება და ტუმბოს ნორმალური მუშაობის დარღვევა. ტუმბოს ნორმალური მუშაობისათვის საქიროა საკონდენსაციო ავზი და-

იდგას ტუმბოს ღერძის მიმართ იმდენად მალა, რამ კონდენსატის სვეტის (აქზიდან ტუმბოს ღერძამდე) პიდროსტატიკური წნევის სიდიდე ყველა შემთხვევაში მეტი იყოს შემწოვი მილის (აგზის და ტუმბოს დამაკავშირებელ) წინაღობაზე.

იმ სისტემებში, როდლებშიც ორთქლის წნევა არ აღემატება 0.12 მპა (1,2 კგ/სმ²) საკმარისია ტუმბოს ღერძიდან აგზის ფსკერის აწევის სიმაღლე 300—400 მმ იქნეს.

აგზიდან კონდენსატის გადამტუმბი ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა უნდა იქნეს: ქვამში წნევას ($P_{კვ}$ პა) მიმატებული პიდროსტატიკური წნევა წყლის სვეტისა, სიმაღლით ქვამში წყლის მას-სიმაღური შესაძლო დგომის დონიდან ტუმბოს ღერძამდე ($\rho g R$ პა) და მიმატებული აგზიდან ქვამამდე არსებული მილსადენის (ტუმბოს სათვლით) წიხლობათა გადასალახავად საჭირო წნევის დანაკარგები $\Sigma(RL + Z)$ პა. ე. ო.

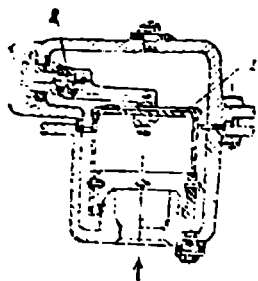
$$P_0 = P_{კვ} + \rho g h + \Sigma(RL + Z) \text{ პა} \quad (8.10)$$

კონდენსატგამყვანები. ორთქლით სათბობი სისტემის სათბობ ხელსაწყოებში ორთქლი ყოველთვის სრულად არ კონდენსირდება და ნაწილობრივ იგი შედის კონდენსატსადენებში. იმისათვის, რომ გამოვრიცხოთ ორთქლის შექრა კონდენსატსადენებში, საჭიროა თითოეული სათბობი ხელსაწყო ან სათბობი ხელსაწყოების ჯგუფის შემდეგ დავაყენოთ კონდენსატგამყვანები (საკონდენსაციო ქოთნები), რომლებიც ატარებენ მხოლოდ კონდენსატს და არ ატარებენ ორთქლს. არსებობს მრავალი ტიპის კონდენსატგამყვანი. განვიხილოთ რამდენიმე მათგანი.

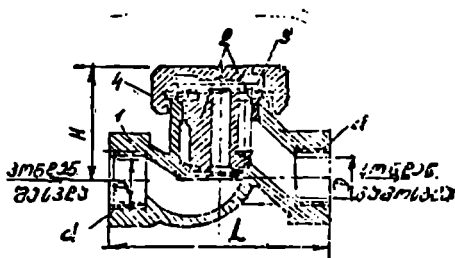
კონდენსატგამყვანი გადმოპირქვევებული ტიპითი წარმოდგენილია 8.15 ნახაზზე. იგი გამოიყენება, როდესაც წნევათა სხვაობა ტოლია ან მეტი 0.05 მპა (0.5 კგ/სმ²)-ზე. ტიპივას ქვეშ ორთქლის ან კონდენსატის ნარევის შესვლისას ტიპივია 1 აიწევა და სფერული სარქველი 2 გადაკეტავს გამოსასვლელ ხერელს. კონდენსატის დაგროვებისას ტიპივია დაიწეოს ქვევით და ამ დროს გაიხსნება გასასვლელი ონკანი.

კონდენსატის ნაწილის გამოშვების შემდეგ წნევა ტიპივას ფსკერზე მცირდება. ტიპივია აიწევა მალა და ციკლი კვლავ მეორდება.

თერმოდინამიკური კონდენსატგამყვანი მოცემულია 8.16 ნახაზზე. კონდენსატის შესვლისას კონდენსატგამყვანში ფარი 3 აიწევა. რის გამოც იხსნება კორპუსის 1 რგოლურ საკანში გასასვლელი. ფარის 3 ქვეშ წარმოიქმნება ვაკუუმი და იგი კეტავს შესასვლელ ხერელს არაპერმეტულად. არაპერმეტულობის გამო ორთქლი შეედინება საკანში



ნახ. 8.15

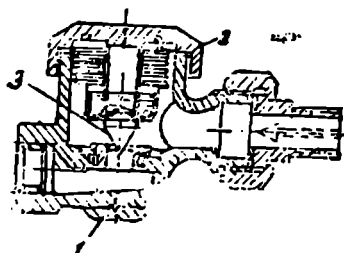


ნახ. 8.16

ფარის ზემოთ და მოქმედ ძალთა სხვაობის გამო ფარი ეკერის ბუფეს 2, რის გამოც წყდება ორთქლის შედიხება. ორთქლის კონდენსაციის გამო ფარზე წნევა მცირდება და იგი კვლავ აიწევა, რაც უზრუნველყოფს კონდენსატის გასვლას. კონდენსატგამყვანის დაყენების დროს საბურავი 4 განლაგებული უნდა იქნეს პორიზონტალურად.

ღერძული მოქმედების კონდენსატგამყვანი მოცემულია 8.17 ნახ.ზე. იგი გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც წნევათა სხვაობა ტოლია ან მეტი 2.10⁴ პა (0,2 კგ/სმ²). კონდენსატგამყვანი შედგება 1 კორპუსისაგან, რომელშიც მოთავსებულია ადვილად გაფართოებადი შენადნობის 2 სილფონი. ეს სილფონი შევსებულია სითხით, რომელიც დუღს 90—95°C-ზე. სილფონთან მიერთებულია 3 სარქველი. რომელიც კეტავს ან აღებს კონდენსატის გამოსასვლელ ზერეულს. როდესაც კონდენსატგამყვანში ზდება ორთქლისა და კონდენსატის ნარევი, სითხე სილფონში დუღდება, სილფონი გრძელდება და სარქველი კეტავს კონდენსატგამყვანის გამოსასვლელს. კონდენსატის გაციელებს დროს სილფონი იკუმშება და იღება კონდენსატის გამოსასვლელი.

კონდენსატგამყვანების შერჩევა წარმოებს ცხრილების საშუალებით მწარმოებლურობის და წნევათა სხვაობის მიხედვით. გათბობისა და ვენტილაციის სისტემების ორთქლსადენების საანგარიშო მწარმოებლურობა აიღება $G_{საანგ} = G_{ორთქ}$; სამრეწველო ორთქლსადენებისა და ცხელი წყალმომარაგებისათვის კი $G_{საანგ} = 4G_{საბ}$, სადაც $G_{ორთქ}$ არის ორ-



ნახ. 8.17

თქლის მაქსიმალური ხარჯი, კგ/სთ, ხოლო $G_{\text{სა}}$ — ორთქლის საშუალო ხარჯი, კგ/სთ.

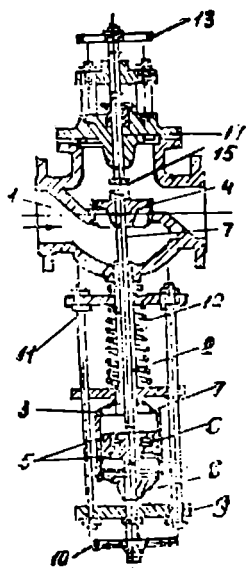
კონდენსატგამყვანის წინ წნევა იღება $P_3 = 0,95 P_2$, ხოლო კონდენსატგამყვანის შემდეგ $P_4 = 0,4 P_2$ — დაბალი წნევის ორთქლის სისტემებში და $P_4 = 0,7 P_2$ — მაღალი წნევის ორთქლი სათბობ სისტემებში (სადაც P_2 არის ორთქლის წნევა სათბობი ხელსაწყო წინ). უშუალოდ კონდენსატგამყვანის შემდეგ თავისუფალი დაცლისას P_4 იღება ნულის ტოლად.

სარედუქციო სარქველები. გადახურებული ან გაჭერებული ორთქლის წნევის დასაწევად და საჭირო წნევის ერთ დონეზე დასაქერად ორთქლგამტარ მაგისტრალებზე (სავარცხელაზე) დაყენებულია სარედუქციო სარქველები. წნევათა შეფარდება $\frac{P_1}{P_2}$ სარქველის წინ

და მის შემდეგ არ უნდა აღემატებოდეს $5 \div 7$, როცა ეს ფარდობა აღნიშნულ სიდიდეებზე მეტია, მაშინ თანამიმდევრობით დაყენებულია ორი სარქველი.

8.18 ნახაზზე ნაჩვენებია ზამბარიანი სარედუქციო სარქველი.

ორთქლი შედის სარქველის კორპუსის ორთქლის სივრცეში 1, რომელიც მილით 2 დაკავშირებულია ორთქლის ცილინდრთან 3. ორთქლის წნევა მილის 2 საშუალებით გადაეცემა დგუმს 5. რომელსაც აქვს რეზინის სამკიდროებელი რგოლი 6. დგუმს აქვს კოკი 7, რომელიც ხისტადაა შეერთებული მკვეთარასთან 4. ცილინდრში დგუმის აწევა ან დაწევა იწვევს მკვეთარას ნახვრეტის მეტნაკლებად დაკეტვას. რის შედეგადაც იზრდება ან მცირდება ორთქლის წნევა. რედუქტორის წინ ორთქლის წნევის ცვალებადობა არ ახდენს ზეგავლენას მკვეთარას ნახვრეტის მეტნაკლებად გაღებაზე. რედუქტორის შემდეგ წნევის გაზრდა იწვევს წნევის გაზრდას მკვეთარაზე (ზემოდან). მკვეთარადან წნევა გადაეცემა დგუმს და მისგან შპინდელს 8. ტრავერსში 9 შპინდელის მდგომარეობის რეგულირება სრულდება მქნევარას 10 ბრუნვის საშუალებით. ვინაიდან ტრავერსი 9 ხისტადაა დაკავშირებული მეორე ტრავერსთან 11.



ნახ. 8.18

ამიტომ მისი ქვემოთ დაწვეა იწვევს მეორე ტრავერსის 11 დაწვევასაც. რის შედეგადაც შეიკუმშება ზამბარა 12. რელექტორის შემდეგ ორთქლ-ს წნევის შემცირების შემთხვევაში ზამბარა გაიშლება, რაც გამოიწვევს ტრავერსის 11 ზემოთ აწევას და მასთან ერთად ტრავერს-ს 9. შპინდელის 8, დგუმის 5 და მკვეთარას 4 აწევასაც. ამის შედეგად ორთქლის რაოდენობის დენება სისტემაში გაიზარდება და წნევა აღდგება. ზამბარის საწყისი შეკუმშვა (სისტემაში საჭირო წნევის შესაბამისი) სრულდება მქნევარას 10 საშუალებით. სარელექტოო სარქველი ერთდროულად გამოიყენება, როგორც ჩამკეტი ვენტილიც, რისთვისაც მას აქვს მეორე მქნევარა 13 და შპინდელი 14, რომელიც მქნევარას 13 ბრუნვის შედეგად თავისი ქვემოთ ბოლოთი 15 აწევა მკვეთარასა და კეტავს გასასვლელ ნახევრებს.

§ 8.5. ორთქლით სათბობი სისტემების დაზიანების და უპროდუქტიული მართვა

ორთქლით სათბობი სისტემებს წყლით სათბობი სისტემებთან შედარებით აქვთ შემდეგი უპირატესობანი:

1. ორთქლის სისტემის მოსაწყობად იხარჯება მცირე ლითონი, რადგან სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობი დაბალია წნევის ორთქლის სისტემებში გამოდის 25—30%-ით, ხოლო მაღალი წნევის სისტემებში 50%-ით ნაკლები, ვიდრე წყლით სათბობი სისტემებში.

2. კონდენსატსადენის დიამეტრის სიმცირის გამო მცირდება ლითონის ხარჯი მილსადენის მოსაწყობად;

3. სათავის სწრაფი გათბობა, ასევე სისტემის სწრაფი გამორთვა (მცირე თბური ინერციის დროს სისტემა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს პერიოდული გათბობისათვის);

4. მცირე ჰიდროსტატიკური წნევის გამო შესაძლებელია ორთქლის სისტემის გამოყენება მაღლივ შეხობებში;

5. მილსადენში წყლის გაყინვის ნაკლები საშიშროება;

ორთქლით სათბობი სისტემების უარყოფით მხარეებს მიეკუთვნება:

1. ორთქლის სისტემებში შეუძლებელია ცენტრალური ხარისხობრივი რეგულირების წარმოება, რის გამოც ვარე ჰაერის მაღალი ტემპერატურის დროს სისტემაში ორთქლის მიწოდება ხორციელდება წყვეტილად. ეს კი იწვევს სათავსში ტემპერატურის მნიშვნელოვან რხევას და ხმაურს სისტემაში;

2. სათბობი ხელსაწყოების ტემპერატურა ხშირად მეტია ჰიგიენური ნორმებით გათვალისწინებულ ტემპერატურაზე, რაც იწვევს ხელსაწყოზე დალექილი ორგანული მტერის აქროლებას;

3. შილების მცირე საექსპლუატაციო ვადა (სწრაფად მიმდინარეობს მილები, განსაკუთრებით კონდენსატსადენის, კოროზია);

4. ორთქლსადენებიდან იზრდება არასასარგებლო თბოდანაკარგები;

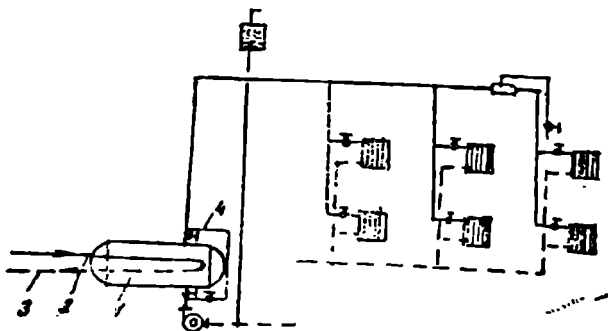
5. ორთქლსადენებში ადგილი აქვს ხმაურს და ჰიდრავლიკურ დარტყმებს (განსაკუთრებით მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში).

ორთქლით სათბობი სისტემები გამოიყენება სამრეწველო დაწესებულებებში და დამხმარე შენობებში, საყოფაცხოვრებო სათავსებში და მცირე კომუნალურ დაწესებულებებში (აბანოები, სამრეცხაოები, და სხვ.).

§ 8.8. ჰათგოზის ორთქლწულიანი სისტემა

ორთქლწულიანი სისტემები გამოიყენება ისეთ შემთხვევაში, როდესაც თბომომარაგება წარმოებს ორთქლით, შენობაში კი საჭიროა წყლით სათბობი სისტემის მოწყობა. ორთქლწულიანი სისტემები არის ცენტრალიზებული და დეცენტრალიზებული.

ცენტრალიზებულ ორთქლწულიან სისტემებში წყალი თბება მოცულობით ან ჩქარულ თბოგადამცემში: 8.19 ნახაზზე მოცემულია ორთქლწულიანი გათბობის სისტემა მოცულობითი თბოგადამცემით. საქებაიდან ორთქლი ორთქლსადენის 2 საშუალებით მიეწოდება მოცულობითი თბოგადამცემის 1 კლაკნილას, რის გამოც თბოგადამცემში წყალი თბება და მიეწოდება გათბობის სისტემას. თბოგადამცემში წარმოქმნილი კონდენსატი კონდენსატსადენის 3 საშუალებით ბრუნდება ქვამში. შენობის ორთქლწულიანი გათბობის სისტემა შეიძლება მოწყობილ იქნეს როგორც ბუნებრივი, ასევე ტუმბოვანი ცირკულაციით.



ნახ. 8.19.

სისტემის მუდმივი მოქმედების თვალსაზრისით, როგორც წესი, იღვება ორი თბოგადამცემი, რომელთა საერთო თბური სიმძლავრე შენობის გათბობისათვის საჭირო სითბოს ხარჯის ტოლია. შენობის გათბობის სისტემაში მოწოდებული წყლის ტემპერატურის რეგულირების მიზნით ეწყობა შემომგვლები ხაზი 4.

მოცულობითი თბოგადამცემის კლაკნილების ხურების ფართობი გამოითვლება ფორმულით

$$F = (1,1 \div 1,2) \frac{Q_{სისტ}}{K \Delta t}, \quad (8.11)$$

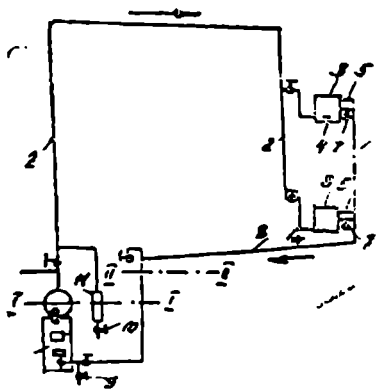
სადაც $Q_{სისტ}$ არის სისტემის თბური სიმძლავრე, ვტ:

K — კლაკნილას თბოგადამცემის კოეფიციენტი და მისი მნიშვნელობა ფოლადის კლაკნილასათვის ტოლია $K = 700$ ვტ/მ²°C. ხოლო სპალენქის კლაკნილასათვის $K = 840$ ვტ/მ²°C.

Δt — ორთქლის და გასაცხლებელი წყლის საანგარიშო ტემპერატურული სხვაობა.

დეცენტრალიზებულ სისტემებში წყლის შეთბობა ორთქლით წარმოებს უშუალოდ სათბობ ხელსაწყოებში, რომლებიც განლაგებულია ცალკეულ სათავსებში.

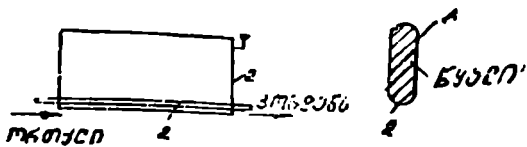
დეცენტრალიზებულ სისტემებს მიეკუთვნება პროფ. ს. ულიანინსკის მიერ რეკომენდებული სისტემა, რომელსაც მან საკონდენსაციო სისტემა უწოდა. ასეთი სისტემა დაბალი წნევის და ზემო განაწილების შემთხვევაში მოცემულია 8.20 ნახაზზე.



ნახ. 8.20.

ქვაბიდან 1 დაბალი წნევის ორთქლსადენის 2 საშუალებით მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოს 3, რომელშიც მილი მოთავსებულია ქვედა ნაწილში. მილს 4 აქვს მცირე ზომის ნახვრეტები, საიდანაც ორთქლი მიეწოდება სათბობ ხელსაწყოს.

წარმოქმნილი კონდენსატი ავსებს ხელსაწყოს და სისტემის მეშაობის პერიოდში იგოყოველთვის საცხეა კონდენსატით კონდენსატსადენის 5 დონემდე, საიდანაც კონდენსატის



ნახ. 8.21.

ზედმეტი რაოდენობა იღვრება დგარში 6 და კვლავ ქვაბს უბრუნდება.

ჰაერი ორთქლსადენიდან გამოიღვენება კონდენსატსადენის საშუალებით, რომელზეც მიერთებულია ჰაერგამომშვები მილი ვენტილით 7. ეს ვენტილი სისტემის გაშვების დროს ღიაა, ხოლო ხელსაწყოების გახურების შემდეგ იკეტება.

პროფ. ს. ულიანისკის მიერ დამუშავებულია აგრეთვე საკონდენსაციო სისტემები ორთქლის განზრდილი ან მაღალი წნევისათვის.

საკონდენსაციო სისტემების დადებითი მხარეებია:

1. ლითონის მცირე იარაღი ორთქლით სათბობ ჩვეულებრივ სისტემებთან შედარებით;

2. სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურა ყოველთვის სანჰიგიენური ნორმების ფარგლებშია;

უარყოფით მხარეებს მიეკუთვნება:

1. წყლით სათბობ სისტემებთან შედარებით გართულებულია სისტემის რეგულირება;

2. ხელსაწყოებში ჰიდრავლიკური დარტყმების შესაძლებლობა არასაკმარისი რეგულირების გამო;

3. ორთქლსადენების მაღალი ტემპერატურა.

დეცენტრალიზებულს მიეკუთვნება აგრეთვე სისტემები ინჟინერ სინიონოვის ხელსაწყოებით. ეს ხელსაწყოები (ნახ. 8.21) წარმოადგენენ: თუნუქის ფურცლოვანი ფოლადის გარსაცმს 1, რომლის ქვედა ნაწილში მოთავსებულია ორთქლსადენი 2. ორთქლსადენში ორთქლის გადლის დროს წყალი სათბობ ხელსაწყოში თბება საჭირო ტემპერატურამდე.

IX ტ ა ვ ი . ჰ ა ე რ ი თ ბ ა ტ ე რ ო ბ ა

§ 9.1. ჰ ა ე რ ი თ ბ ა ტ ე რ ო ბ ა ო დ ა ა ა ზ რ ი დ ა ე მ თ ა ვ რ ა ს ი ს ა მ ა მ ა რ ი

სათავსში საკურო ტემპერატურული რეჟიმის შექმნა შეიძლება მასში განსაზღვრული რაოდენობის თბილი ჰაერის შეშვებით, რომლის ტემპერატურა მეტი უნდა იყოს სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე. საი ა ზ ლ შ ი შეშვებული თბილი ჰაერი, ეხება რა სათავსის შემომზღულდა კონსტრუქციების ცოც ზედაპირებს, ცოცდება და სათავსის ჰაერს ვადასცემს სითბოს გარკვეულ რაოდენობას. იმ შემთხვევაში, როდესაც თბილი ჰაერის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა საკმარისია სათავსის თბოდანაკარგების საკომპენსაციოდ, მაშინ თბილი ჰაერი ასრულებს ნორმალური გათბობის ფუნქციას.

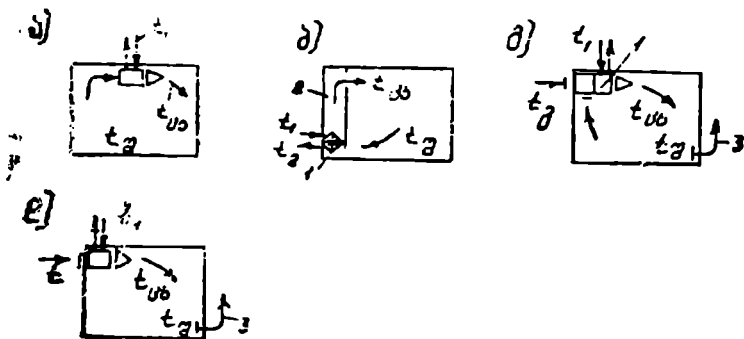
ჰაერის სათბობ სისტემებს გააჩნიათ გაზრდილი სანიტარიულ-ჰიგიენური მაჩვენებლები. ამ დროს სათავსში უზრუნველყოფილია ჰაერის გარკვეული მოძრაობა და თანაბარი ტემპერატურა, რაც კარგ გავლენას ახდენს ადამიანის გუნება-განწყობაზე. ჰაერით სათბობი სისტემების განოყენების დროს ვალწევთ ლითონის ეკონომიას. ჰაერა, როგორც თბოშემცველი, სწრაფად ათბობს სათავსს. ამიტომ ეს სისტემა ხშირად გამოიყენება შენობების პერიოდული ან მორიგე გათბობის მიზნით.

ჰაერით სათბობ სისტემებს გააჩნიათ გარკვეული უარყოფითი მხარეებიც. ასე, მაგალითად, ჰაერსადენების კვეთი, ჰაერის დაბალი თბოაქუმულირების უნარის გამო, გამოდის დიდი, ვიდრე წყლით სათბობი სისტემების თბოსადენებისა. გარდა ამისა, ჰაერსადენების განშტოებულ ქსელში ადგილი აქვს ჰაერის მნიშვნელოვან გაცივებას, მიუხედავად იმისა, რომ ჰაერსადენებს უყვითდება თბოიზოლაცია. ჩამოთვლილი უარყოფითი თვისებების გამო, ჰაერის სათბობი სისტემები დაეუნიანი ხარჯების მიხედვით ხშირად გამოდის არაეკონომიკური, სხვა სახის სათბობ სისტემებთან შედარებით. მრავალსართულიანი შენობის განშტოებული ჰაერსადენების ქსელში, ექსპლუატაციის პერიოდში ხშირად ადგილი აქვს სათავსებში ჰაერის განაწილების დარღვევას. ეს ძირითადად ეხება ჰაერით სათბობ ცენტრალურ სისტემებს ან ისეთ სისტემებს, სადაც ჰაერი თბება გასათბობი შენობის (სათავსის)

გარეთ ვატანილ ჰაერშემთბობში. აღნიშნული უარყოფითი მხარეები არ ახასიათებთ ჰაერით სათბობ ადგილობრივ სისტემებს (ანუ ისეთ სისტემებს, სადაც ჰაერი თბება გასათბობ სათავსში მოთავსებულ ჰაერშემთბობში). მაგრამ ასეთ სისტემებში რთულდება ჰაერშემთბობი ნაწილობრივების განლაგება გასათბობ სათავსებში.

ჰაერით სათბობი სისტემები ჰაერის გადაადგილების ხერხის მიხედვით შეიძლება იყოს გრავიტაციული (ცივი და ცხელი ჰაერის სიმკვრივეთა სხვაობის ხარჯზე) ან მექანიკური (ვენტილატორის მიერ შექმნილი წაქეზის ხარჯზე). როგორც გრავიტაციული, ასევე მექანიკური ჰაერით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს ადგილობრივი ან ცენტრალური.

ადგილობრივი ჰაერით სათბობი სისტემების პრინციპული სქემები მოცემულია 9. 1 ნახაზზე. ეს სისტემები შეიძლება იქნეს სრული რეციკულაციით (ნახ. 9.1, ა, ბ), ნაწილობრივი რეციკულაციით (ნახ. 9. 1, გ) ან პარდაპირი დინების (ნახ. 9. 1, დ). სრული რეციკულაციის სისტემა თავის მხრივ შეიძლება იყოს არხიანი (ნახ. 9.1, ბ) ან უარხო (ნახ. 9. 1., ა). სრული რეციკულაციის უარხო სისტემებში ჰაერი თბება ჰაერშემთბობში და მიეწოდება სათავსს ვენტილატორის სისხელებით. არხის არსებობა სისტემაში კი იწვევს ჰაერის ბუნებრივი ცირკულაციის გაძლიერებას სათავსსა და არხის ქვემო ნაწილში განლაგებულ ჰაერშემთბობში (კალორიფერებში). კალორიფერში პირველადი თბომემცველი (წყალი ან ორთქლი) ცივდება t_1 ტემპერატურიდან t_2 ტემპერატურამდე და იწვევს მეორეული თბომემცვე-



ნახ. 9. 1. ადგილობრივი ჰაერით სათბობი სისტემის პრინციპული სქემები: ა, ბ — სრული რეციკულაციით; ვ — ნაწილობრივი რეციკულაციით; დ — პარდაპირი დინება; 1 — თბოგადამცემი-კალორიფერი; 2 — ცხელი ჰაერის არხი; 3 — გამწოვი ვენტილაციის არხი.

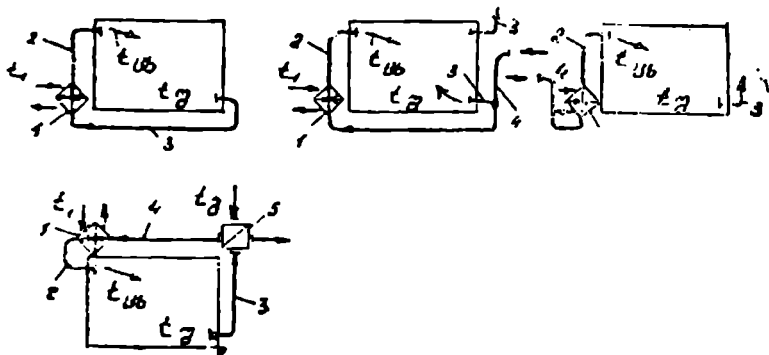
ლის (ჰაერის) შეთბობას ϵ_a ტემპერატურიდან $\epsilon_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე.

ნაწილობრივი რეციკულაციის ან პირდაპირი ღინების ჰაერით სათბობი ადგილობრივი სისტემები გამოიყენება სათავსის როგორც გასათბობად, ასევე ვენტილაციის მიზნით. ნაწილობრივი რეციკულაციის სისტემაში გარე ჰაერი ϵ_a ტემპერატურით ერევა სათავსიდან რეციკულირებულ ჰაერს, რომლის ტემპერატურაც ტოლია ϵ_a . ხარვეი ჰაერი შემდგომ თბება კალორიფერში $\epsilon_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე და ვენტilatორის საშუალებით მიეწოდება სათავსს. სათავსი თბება ხასი შეშვებული მთლიანი ჰაერის ხარჯზე, ხოლო ვენტილაცია კი წარმოებს გარედან შემოსული ჰაერის ხარჯზე. ჰაერის ეს რაოდენობა არხის საშუალებით გაიყვანება ატმოსფეროში.

პირდაპირი ღინების გამოყენების დროს გარე ჰაერი ვენტილაციისათვის საჭირო რაოდენობით თბება კალორიფერში, გათბობისათვის საჭირო $\epsilon_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე და მიეწოდება სათავსს, სადაც იგი ცივდება სათავსის ჰაერის ϵ_a ტემპერატურამდე და შემდეგ იგივე რაოდენობით გაიყვანება ატმოსფეროში.

ცენტრალური ჰაერით სათბობი სისტემები არის მხოლოდ არსიანი. ჰაერი თბება შენობის თუ რ ცენტრში საჭირო $\epsilon_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე და შემდეგ არხების (ჰაერსადენების) საშუალებით მიეწოდება სათავსებს. თუ რ ცენტრში მოთავსებულ თბოგადამცემში (კალორიფერი) ჰაერის შეთბობა წარმოებს პირველადი თბომემცველის (წყალი ან ორთქლი) ხარჯზე.

ჰაერით სათბობი ცენტრალური სისტემები (ნახ. 9,2), ისევე როგორც ადგილობრივი სისტემები, შეიძლება იყოს სრული რეციკულაციის.



ნახ. 9.2.

ლკით (ნახ. 9.2. ა). ნაწილობრივი რეცირკულაციით (ნახ. 9.2, ბ) ან პირდაპირი დინებით (ნახ. 9.2, გ, დ).

სრული რეცირკულაციის ცენტრალურ სისტემებში (ნახ. 9.2, ა) ჰაერი თბება კალორიფერში 1 ლს ტემპერატურამდე და არხის 2 ს.შულებით მიეწოდება სათავსს, აქედან კი 1_ა ტემპერატურის ჰაერი არხის 3 საშუალებით კვლავ კალორიფერს უბრუნდება, ე. ი. ამ სქემის დროს წარმოებს ჰაერის სრული რეცირკულაცია ისე, რომ ადგილი არა აქვს სათავსის ვენტილაციას. სითბოს ხარჯი კალორიფერში შეესაბამება სათავსის თბოდანაკარგებს.

სრული რეცირკულაციის სისტემები გამოირჩევიან მცირე პირველადი დაბანდებით და საექსპლუატაციო ხარჯებით. მათი გამოყენება ძირითადად წარმოებს ისეთ სათავსებში, რომელთაც დაბალი სანჰიგიენური მოთხოვნები წაყენებათ. გრავიტაციული ცირკულაციის დროს ამ სისტემების მოქმედების რადიუსი (ჰორიზონტალური მანძილი. თბური ცენტრიდან ყველაზე შორს მდებარე ვერტიკალურ არხამდე) 10—15 მ არ აღემატება. ჰაერის სისტემებში ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე მეტად უმნიშვნელოა. ასე მაგალითად, როდესაც ტემპერატურული სხვაობა ცხელ და გარე ჰაერს შორის შეადგენს $70 - (-30) = 100^{\circ}\text{C}$, ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე დაახლოებით 4 პა-ს ტოლია.

ნაწილობრივი რეცირკულაციის სქემა (ნახ. 9.2, ბ) გამოიყენება მხოლოდ იძულებითი ცირკულაციით. ეს სისტემები შეიძლება მოქმედებდნენ სხვადასხვა რეჟიმებში: მათ ნაწილობრივი რეცირკულაციის გარდა შეუძლიათ მოახდინონ სათავსის ჰაერის როგორც სრული რეცირკულაცია, ასევე სრული შეცვლა (ამ დროს სისტემა მოქმედებს როგორც პირდაპირი დინების). ე. ი. ნაწილობრივი რეცირკულაციის სისტემა შეიძლება იყოს როგორც სათბობ-სავენტილაციო, ასევე სუფთა ს.ვენტილაციო ან სუფთა სათბობი, იმისდა მიხედვით, თუ რა რაოდენობის გარე ჰაერი შემოდის სისტემაში და რომელ ტემპერატურაზე თბება ჰაერი კალორიფერში.

ჰაერით სათბობი სისტემა პირდაპირი დინების სქემით (ნახ. 9.2, გ, დ) გამოირჩევა მაღალი საექსპლუატაციო დანახარჯებით, ამიტომ ეს სისტემები გამოიყენება ისეთ სათავსებში, რომლებშიც სავენტილაციო ჰაერის რაოდენობა არ არის ნაკლები გათბობისათვის საჭიროა ჰაერის რაოდენობაზე (მაგალითად, ისეთ სათავსებში, სადაც გამოიყოფა ხანძარსახიფათო ფეთქებასაფრთხიანი, არასასიამოვნო სუნის ან ადამიანის ჯანმრთელობისათვის მავნე ნივთიერებები).

პირდაპირი დინების სქემის გამოყენების დროს (ნახ. 9.2, დ) სითბოს ეკონომიის მიზნით შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ჰაერ-ჰაერის, თბოვადამცემი 5, რომელიც იდგება გამწვავ არხზე 3. მისი დანაწილება მოახდინოს სათავსიდან გაყვანილი ჰაერიდან სითბოს რეკუპერაცია. ამ დროს t_6 ტემპერატურის გარე ჰაერი თბოვადამცემში 5 იქნება ნაწილობრივ და არხის 4 საშუალებით მიეწოდება ძირითად თბოვადამცემს 1, სადაც თბება t_{6b} ტემპერატურამდე და არხის 2 საწვლავლებით მიეწოდება სათავსს.

§ 9.2. გათვითსათვის საპირი ჰაერის რაოდენობა და ტემპერატურა

პირით სითბო სისტემებში სათავსში მისაწოდებელ ჰაერს უნდა ჰქონდეს ისეთი ტემპერატურა, რომელიც სათავსის ჰაერთან შერევის და შემომხლულ კონსტრუქციებთან თბოვადამცემის შედეგად უსრულვყოფის შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის t_8 შენარჩუნებისა. ამ დროს სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის მიერ აყვანილი რეზერვუარი სითბოს რაოდენობა სათავსის თბოდანაკარგების ტოლია

$$Q_{სათ} = G_{სათ} c (t_{6b} - t_6), \quad (9.1)$$

სადაც c ჰაერის მასური თბოტევადობაა, კჯ/კგ^oК.

საყინოვ რეზერვუარს აყვანილ მდგომარეობაში რეზერვუარს ვაშაშინდებამ (1.6) რაოდენობა კვ/სთ შეადგენს

$$G_{სათ} = \frac{Q_{სათ}}{c (t_{6b} - t_6)}. \quad (9.2)$$

t_{6b} ტემპერატურის მქონე ჰაერის მოცულობითი რაოდენობა V_6 სთ იქნება

$$L_{სათ} = \frac{G_{სათ}}{\rho_6}, \quad (9.3)$$

ხოლო სათავსში ჰაერცვლა მ³/სთ, როდესაც სათავსის ჰაერის ტემპერატურაა t_8 , შეადგენს

$$L_{სათ} = \frac{G_{სათ}}{\rho_8}, \quad (9.4)$$

სადაც ρ_6 და ρ_8 არის შესაბამისი ტემპერატურების ჰაერის სიმკვრივეები, კგ/მ³.

სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა უნდა იყოს რაც შეიძლება მაღალი. ამ დროს, როგორც (9.2) გამოსახულებიდან ჩანს,

მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა გამოდის ნაკლები. შესაბამისად ნაკლები იქნება ჰაერის გადასაადგილებელი არხების ზომები და ელექტროენერჯის ხარჯი ვენტილატორის ძრავაზე.

სანჰიგოენური ნორმების თანახმად, ჰაერის ტემპერატურა 70°C არ უნდა აღემატებოდეს (ჰიგოენური ნორმებით უფრო მაღალი ტემპერატურის ჰაერით სუნჩქვა დაუშვებელია). ამ ტემპერატურის ჰაერი გამოიყენება ისეთი სათავსების გასათბობად, სადაც ადამიანი იმყოფებიან მუდმივად ან ხანგრძლივად (2 სთ-ზე მეტ ხანს) და ჰაერის მიწოდება წარმოებს თავისუფლად სათავსის ზემო ზონაში (იატაკიდან $0,4/1,5$ სიმაღლეზე, სადაც $1/1,5$ — სათავსის სიმაღლეა, 1).

დაბალ სათავსებში წარმოებს ცხელი ჰაერის ჰაერის დაფენა სათავსის ჰერზე. ამ დროს ჰერის ტემპერატურა ჰაერის გავრცელების ზონაში (განსაკუთრებით გასოფინების კვეთიდან 1 მ მანძილზე) იზრდება, რაც იწვევს სათავსში სხივური თბოგაცემის გაძლიერებას. ამიტომ მისაწოდებელი ჰაერის ზღვრული ტემპერატურის დასადგენად საჭიროა სხივურ-კონვექციური თბოცელის გაანგარიშების ჩატარება და სათავსში თბური კომფორტის პირობების შემოწმება ისე, როგორც პანელურ-სხივური გათბობის დროს.

სათავსში ჰაერის თავისუფალი მიწოდების დროს $0,4/1,5$ სიმაღლემდე მისი ტემპერატურა სამუშაო ადგილიდან 2 მეტრზე შორს არ უნდა აღემატებოდეს $40-45^{\circ}\text{C}$. გამოწვევის შეადგენენ გარე კარებებთან და ჰერებთან მოწყობილი საჰერო-თბური ფარდები, რომელთა ხანმოკლე ზემოქმედებისას ადამიანზე დაიშვება ჰაერის შეღებვით მაღალი ტემპერატურა. თუ ადამიანზე ხანგრძლივად ზემოქმედებს თბილი ჰაერის ჰაერი, მაშინ მისი ტემპერატურა 25°C -ს არ უნდა აღემატებოდეს.

სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა. გამოთვლილი (9.2) ფორმულით. საკმარისია მხოლოდ მის გასათბობად იმ შემთხვევაში, როდესაც ჰაერით სათბობი სისტემა ეწყობა სრული რეცირკულაციით. იმ შემთხვევაში კი, როდესაც ჰაერით სათბობმა სისტემამ უნდა შეასრულოს სათავსის ვენტილაციის ფუნქციებიც, მაშინ მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის განსაზღვრა ხდება შემდეგი პირობების დაცვით:

თუ გათბობისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯი მეტია ან ტოლი ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯზე ($G_{\text{გათ}} \geq G_{\text{ვენტი}}$), მაშინ სათავსს მიეწოდება გათბობისათვის საჭირო ტემპერატურის და რაოდენობის ჰაერი. ხოლო თვით ჰაერით სათბობი სისტემა ეწყობა ნაწილობრივ რეცირკულაციით ან პირდაპირი დინების.

თუ ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა მეტია გათბობისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობაზე ($G_{\text{ვენტი}} > G_{\text{გათ}}$), მაშინ

ანგარიშოდ მიიღება ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა, ხოლო სისტემა ეწყობა პირდაპირი დინების და მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა ვანისაზღვრება ფორმულით

$$t_{\text{ს}} = t_{\text{ა}} + \frac{Q_{\text{სათ}}}{c G_{\text{ვენტ}}} \quad (9.5)$$

ამ ფორმულით გამოთვლილი მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა სხვადასხვა სათავსებისათვის სხვადასხვა იქნება. სხვადასხვა სათავსებში სხვადასხვა ტემპერატურის ჰაერის მიწოდება ტექნიკურად შესაძლებელია. მაგრამ იგი ართულებს სათბობ-სავენტილაციო სისტემის მოწყობილობას და ამწელებს მის ექსპლუატაციას. ამიტომ ასეთი სისტემების მოწყობა ხშირად ეკონომიკურად არაახელსაყრელია.

უფრო მარტივია და ხშირად უფრო მიხანშეწონილი, ყველა სათავსს მიეწოდოთ ერთი და იგივე ტემპერატურის ჰაერი. ამ დროს მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა განესაზღვროთ ყველა სათავსისათვის. ხოლო საანგარიშოდ ავიღებთ ამ ტემპერატურებიდან მინიმალურს, ე. ი. კალორიფერში ჰაერის შეთბობა მოსდება ამ მინიმალურ ტემპერატურამდე. ვინაიდან სხვა სათავსებში შეიცვლება მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა, (9.2) ფორმულით გამოვითვლით ამ სათავსებში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობებს. ამ დროს გამოვყევულ ჰაერცვლის ნაწილობრივი გაზრდა ჰიგიენური თვალსაზრისით სასარგებლოა.

სათავსებში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის დაზუსტების შედეგ მის გასათბობად საჭირო სითბოს ხარჯს ვანგარიშობთ ფორმულიებით:

სრულ რეცირკულაციის ჰაერით სათბობი სისტემისათვის

$$Q = G_{\text{გათ}} c (t_{\text{ს}} - t_{\text{ა}}); \quad (9.6)$$

ნაწილობრივი რეცირკულაციის სათბობ-სავენტილაციო სისტემისათვის

$$Q = c [G_{\text{გათ}} (t_{\text{ს}} - t_{\text{ა}}) + G_{\text{ვენტ}} (t_{\text{ს}} - t_{\text{გ}})]; \quad (9.7)$$

პირდაპირი დინების სათბობ-სავენტილაციო სისტემისათვის

$$Q = G_{\text{ვენტ}} c (t_{\text{ს}} - t_{\text{გ}}), \quad (9.8)$$

სადაც $t_{\text{გ}}$ არის გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა გათბობისათვის და იგი აიღება N პარამეტრების მიხედვით (დანართი 3, 4).

(9.7) ფორმულაში რეცირკულირებული ჰაერის რაოდენობა ტოლია $G_{\text{რეც}} = G_{\text{გათ}} - G_{\text{ვენტ}}$. სადაც $G_{\text{გათ}}$ არის ნარევი ჰაერის რაოდენობა, რომელიც თბება გათბობისათვის საჭირო $t_{\text{ს}}$ ტემპერატურამდე. მაგალითი 9.1. განესაზღვროთ ჰაერის ხარჯი, რომელიც უნდა მი-

ვაწოდოთ სათავსს იატაკიდან 3 მ სიმაღლეზე, თუ სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_a = 20^\circ\text{C}$, ხოლო მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{გ}} = 45^\circ\text{C}$, სათავსის თბოდანაკარგები ტოლია 2 000 ვტ.

მისაწოდებულ ჰაერის რაოდენობა (9.2) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$G_{\text{გ.ათ}} = \frac{2000 \cdot 3600}{1005(45-20)} = \frac{2000}{0,278(45-20)} = 287 \text{ კგ/სთ ან}$$

$$\frac{287}{1,11} = 258 \text{ მ}^3/\text{სთ.}$$

მაგალითი 9.2. წინა მაგალითის მონაცემების მიხედვით განვსაზღვროთ სითბოს ხარჯი, რომელიც საჭიროა ჰაერის შესათბობად, თუ სათავსის ვენტრაციისათვის მისაწოდებელი გარე ჰაერის რაოდენობა $L_{\text{ვენტ}} = 100 \text{ მ}^3/\text{სთ}$. გარე ჰაერის ტემპერატურა $t_g = -8^\circ\text{C}$; სითბოს ხარჯი ჰაერით სათბობ სისტემებში ნაწილობრივი რეციკულაციით (9.7) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$Q = 1005 [287(45-20) + 100 \cdot 1,205(20 - (-8))] \cdot 10^3 = 10600 \text{ კვტ/სთ}$$

$$\left(\frac{10600 \cdot 1000}{3600} = 2935 \text{ ვტ} \right).$$

რეციკულირებული ჰაერის რაოდენობა იქნება

$$L_{\text{რეც}} = L_{\text{სათ}} - L_{\text{ვენტ}} = \frac{287}{1,205} - 100 = 138 \text{ მ}^3/\text{სთ.}$$

დამატებითი სითბოს ხარჯი, რომელიც აღემატება სათავსის თბოდანაკარგებს, შეადგენს

$$10600 - 2000 \cdot 3,6 = 3400 \text{ კვტ/სთ} \left(\frac{3400 \cdot 1000}{3600} = 935 \text{ ვტ} \right).$$

თუ გამოვყენებთ პირდაპირი დინების ჰაერით გათბობის სისტემას, მაშინ (9.5) ფორმულის თანახმად მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა იქნება

$$t_{\text{გ}} = 20 + \frac{2000 \cdot 3600}{1005 \cdot 100 \cdot 1,205} = 20 + 60 = 60^\circ\text{C} > 70^\circ\text{C},$$

რადგანაც $t_{\text{გ}}$ მეტია ჰიგიენური ნორმებით დასაშვები ჰაერის ტემპერატურაზე, ამიტომ პირდაპირი დინების სქემის გამოყენება ასეთ შემთხვევაში დაუშვებელია.

ადგილობრივი პაერთი მათობა გამოიყენება სამრეწველო, სა-
მოქალაქო და სასოფლო-სამეურნეო შენობებში როგორც სასუშაო,
ასევე არასამუშაო საათებში. ამასთანავე, სამუშაო საათებში ეს სის-
ტემები გამოიყენება მაშინ, როდესაც შენობას არ გააჩნია ცენტრა-
ლური ვენტილაციის მიმწოდებელი სისტემა. ამ დროს პაერთი სათ-
ბობი სისტემები შეიძლება მოეწყოს როგორც მარტო მათობის მიზ-
ნით, ასევე ადგილობრივ მიმწოდ ვენტილაციასთან შეთავსებული. არა-
სამუშაო საათებში ადგილობრივი პაერთი მათობა გამოიყენება პა-
შინ, როდესაც შენობას არ გააჩნია ან ეკონომიკურად არახელსაყრე-
ლი არსებული მიმწოდებელი სარეგულირებელი სისტემის გამოყენება.

სამრეწველო შენობებში ადგილობრივი პაერთი მათობა უპრი-
ვიანობა იმ სათავსებში, რომლებშიც ტექნოლოგიური პროცესის მი-
დინარეობის შედეგად (I ან II კატეგორიის წარმოება) არ გამოი-
ყოფა ისეთი მტკერი ან მავნე ნივთიერება, რომელთა შეხება ცხელ
ზედაპირებთან გამოიწვევს მათ აქროლებას.

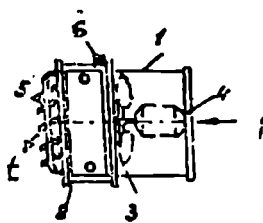
ადგილობრივი პაერთი მათობის მიზნით გამოიყენება:

1. სარეცირკულაციო სათბობი აგრეგატები პაერის იძულებითი
მოძრაობით, რომლებიც ქმნიან პაერთ სათბობ უარხო სისტემას;
2. პირდაპირი დინების ან ნაწილობრივი რეცირკულაციის სათ-
ბობ-სარეგულირებელი აგრეგატები პაერის იძულებითი მოძრაობით;
3. სარეცირკულაციო პაერშემთბობები პაერის ბუნებრივი მოძრა-
ობით, რომლებიც ქმნიან პაერთ სათბობ არხიან სისტემას.

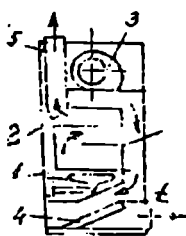
სათბობი და სათბობ-სარეგულირებელი აგრეგატების დანიშნულება
შენობის როგორც მარტო მათობა, ასევე მათობა შეთავსებულ ვენ-
ტილაციასთან. ეს აგრეგატები გამოიყენება სამრეწველო შენობების
სამშენებლოში, საზოგადოებრივ და სასოფლო-სამეურნეო შენობების
მსხვილ სათავსებში და საცხოვრებელი შენობების ბინებში.

სარეცირკულაციო პაერშემთბობები გამოიყენება შენობათა ცალ-
კუთხედი სათავსების ან მრავალსართულიანი შენობების კიბის უწყრ-
ების გასათბობად.

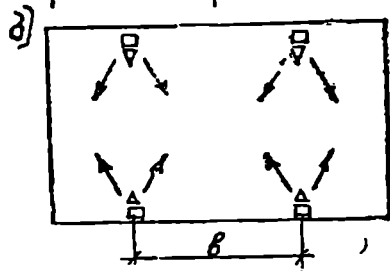
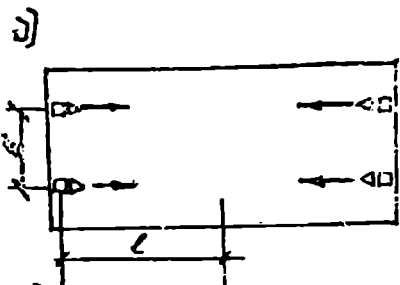
სათბობი აგრეგატები წარმოადგენენ სტანდარტული ელემენტებო-
საგან შემდგარ კომპლექტს, რომლებიც მზადდება ქარხნული წესით
და აქვთ გარკვეული საპაერო, თბური და ელექტროსიმძლავრე. ეს აგ-
რეგატები იდგმება უშუალოდ გასათბობ სათავსებში და მუშაობენ პა-
ერის სრული რეცირკულაციით (ყოველგვარი პაერსადენების გარეშე).
ისინი ხასიათდებიან კომპაქტურობით, დიდი სიმძლავრით და შედარკ-
ებით ნაკლები ღირებულებით. მათ უარყოფით მხარეს წარმოადგენს
ბმავარი, რომელიც წარმოიქმნება ვენტილატორის მოქმედების დროს.



ნახ. 9.3.



ნახ. 9.4.



ნახ. 9.5.

ამ მიზნის გამო სათბობი აგრეგატების გამოყენება სამუშაო საათებში შეზღუდულია.

სათბობი აგრეგატები შეიქმნება იყოს ჩამოსაკიდი ან იატაკზე დასადგმელი. ჩამოსაკიდი სათბობი აგრეგატის სქემა მოცემულია 9.3 ნახაზზე. სათბობი აგრეგატი შედგება კორპუსისაგან 1, რომელიც შეერთებულია კალორიფერთან 2. აგრეგატს აქვს ჩამოსაკიდი მარყუჟები 6. აგრეგატში ჰაერი შეიწოვება სათავსიდან ღერძული ვენტილატორით 3, შემდეგ ეს ჰაერი გადის კალორიფერში, სადაც იგი თბება ორთქლის ან ცხელი წყლის ხარჯზე და კვლავ სათავსს მიეწოდება. ჰაერის მიწოდება სათავსში სასურველი მიმართულებით წარმოებს მარეგულირებელი გისოსის 5 საშუალებით.

ჩამოსაკიდ სათბობ აგრეგატს მათი მოდელის მიხედვით შეუძლია დიდი რაოდენობის ჰაერის შეთბობა. ასე, მაგალითად, ჰაერით სათბობ აგრეგატს, ძრავას სიმძლავრით $4 \div 2,8$ კვტ. შეუძლიათ გაათბონ $20 \cdot 10^3$ მ³/სთ ჰაერი და შესაბამისად სათავსს მიაწოდონ $1,25 \cdot 10^6$ კჯ/სთ ($348 \cdot 10^3$ კვტ) სითბო.

იატაკზე დასადგმელ ჰაერით სათბობ აგრეგატებში გამოიყენება როგორც ღერძული, ასევე ცენტრიდანული ვენტილატორები. მათი სიმძლავრე აღემატება ჩამოსაკიდ ჰაერით სათბობ აგრეგატების სიმძლავრეს. დასადგმელ აგრეგატებში ჰაერის შეთბობა, გარდა ორთქ-

ლით და წყლით. შეიძლება წარმოებდეს აგრეთვე აირისებრი სათბობი წვის შედეგად. 9.4 ნახაზზე მოცემულია ჰაერის სათბობი აგრეგატი. რომლის თბური სიმძლავრეც 9,65 კვტ-ის ტოლია.

აირი იწვის ავტომატურად რეგულირებად სანთურაში 1. აირის, წვის პროდუქტები თბოგადაცემაში 2 სითბოს გადასცემენ ჰაერს, რომელიც მოძრაობს აგრეგატში ვენტილატორის 3 საშუალებით. ცხელი ჰაერი (მისი მოძრაობის მიმართულება ნახაზზე წყვეტილი ხაზითაა ნაჩვენები) იწმინდება ფილტრში 4 და შემდეგ მიეწოდება სათავსს. აირის წვის პროდუქტები კვამლსადენის 5 საშუალებით გამოიყვანება ატმოსფეროში (კვამლის მიმართულება ნაჩვენებია მთლიანი ხაზებით).

სათბობი აგრეგატების გამოყენების დროს სათავსს ჰაერი მიეწოდება დახრილი ქავლების საშუალებით ზემოდან მუშა ზონისაკენ ან პორიზონტალური ქავლების საშუალებით მუშა ზონის ზემოთ (დაქვემდებარებული მიწოდება).

სათავსის გათბობის მიზნით მასში, როგორც წესი, იდგმება ორი ან მეტი ჰაერსათბობი აგრეგატი. ეკონომიკურად გამართლებულია დამსხვილებული აგრეგატების გამოყენება. ამ დროს სათავსის ჰაერის ტემპერატურა გამოდის შედარებით თანაბარი. იგი 2—3°-ით განსხვავდება ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურისაგან. ეს კი მრავალი საქრეწველო შენობისათვის დასაშვებია.

სათავსში დასაყენებელი თითოეული აგრეგატის თბური სიმძლავრე უნდა შეესაბამებოდეს სათავსის იმ ზონის თბოდანაკარგებს, რომელსაც ემსახურება მოცემული აგრეგატი. ამ ზონის თბოდანაკარგები კი გამოითვლება ფორმულით

$$Q = \beta_1 q U (t_{\text{სთ}} - t_{\text{გ}}), \quad (9.9)$$

სადაც β_1 არის შემასწორებელი კოეფიციენტი და მისი მნიშვნელობა აიღება 1.1-ის ტოლი, ჰაერის დახრილი მიწოდების დროს, და 1,25-ის ტოლი, ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდების დროს;

q — სათავსის თბური კუთრი მახასიათებელი;

$\theta = b h_{\text{სათ}}$ — სათავსის იმ ზონის მოცულობა, რომელსაც ემსახურება აგრეგატი q (b —სიგანე, h —სივრცე. $h_{\text{სათ}}$ — სიმაღლე). ჰაერის დახრილი მიწოდების დროს $l = 1,58 h_{\text{სათ}}$ (დასაშვებია სიგანის აღება 0,5 l - 2 l ზღვრებში); ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდების დროს $l \leq$

$$\leq 0,7 m \sqrt{b h_{\text{სათ}}}; \quad b \leq 3 h_{\text{სათ}};$$

m — ქავლის აეროდინამიკური მახასიათებელი, რომელიც ითვალისწინებს ქავლში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის შემცირებას.

ჰაერის დახრილი მიწოდების დროს ჰაელის ყველაზე დიდი შორისობა მიიღება, როდესაც ჰაელის გამოდინება წარმოებს ჰორიზონტისადმი 35° -იანი კუთხით, იატაკიდან სიმაღლეზე. ეს სიმაღლე გამოითვლება ფორმულით

$$h = 1 + h_{a.8} + 0,3h_{სათ.}$$

სადაც $h_{a.8}$ და $h_{სათ.}$ შესაბამისად მუშა ზონის და სათავის სიმაღლეებია, მ-ობით.

როდესაც ჰაერი გამოედინება სათბობი აგრეგატის რეგულირებადი გისოსიდან. წარმოიქმნება ე. წ. კომპაქტური ჰაელი ($m=4,5$). თუ რეგულირებადი გისოსი ამავე დროს არის გამბნევიც (ან ემატება გამბნევი გისოსი), მაშინ ასეთი გისოსიდან მიწოდებული ჰაერის ჰაელი გარდაიქმნება არასრულ მარაოსებრ ჰაელად ($m=1,8$).

სათბობი აგრეგატიდან დახრილი ჰაელების მიწოდების დროს ჰაერის ყველაზე მაღალი ტემპერატურა და მოძრაობის სიჩქარე შეიძინევა მუშა ზონის ზემო საზღვარზე სათბობი აგრეგატიდან $x = 0,635 h_{სათ.}$ მანძილზე. მუშა ზონის ზემო საზღვარზე ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე (როდესაც $m=4,5$) 9-დან 15 მ-მდე სიმაღლის სათავსებისათვის გამოითვლება ფორმულით

$$v_{ა.8} = k_{ა.8} \cdot r_{ა.8} \sqrt{F_{ა.8}}, \quad (9.10)$$

სადაც $k_{ა.8}$ არის ექსპერიმენტული კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია სათავის სიმაღლეზე; როდესაც $h_{სათ.} = 9$ მ; $k_{ა.8} = 0,11$; როდესაც $h_{სათ.} = 12$ მ, $k_{ა.8} = 0,18$; როდესაც $h_{სათ.} = 15$ მ, $k_{ა.8} = 0,22$;

$v_{ა.8}$ — აგრეგატის გამოსვლის კვეთში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ;

$F_{ა.8}$ — გამოსვლის კვეთის ფართობი, მ².

ანალოგიური სათავსებისათვის მუშა ზონაში ჰაერის ჰარბი ტემპერატურა, როდესაც ჰაელის თბური მახასიათებელი $n = 3,8$ გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta t_{ა.8} = 0,26 \Delta t_{ა.8} \sqrt{F_{ა.8}}, \quad (9.11)$$

სადაც $\Delta t_{ა.8} = t_{ა.8} - t_{ა.8}$ არის ცხელი ჰაერის საწყისი ჰარბი ტემპერატურა $^{\circ}\text{C}$.

ამ ფორმულებით გამოთვლილი სიჩქარე და ჰარბი ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს ნორმებით გათვალისწინებულ სიდიდეს. ასე, მაგალითად, $\Delta t_{ა.8}$ არ უნდა აღემატებოდეს 6°C . არამუდმივი სამუშაო ადგილებისათვის კი ეს სიდიდე შეიძლება აღებულ იქნეს 11°C -მდე.

თუ დახრილი ქველებით ჰაერის მიწოდების დროს სათავსის მუშა-
ზონაში საპაერო არის ნორმატიული, პარამეტრების უზრუნველყოფა
შეუძლებელია, მაშინ გამოიყენება ჰაერის დაქვემდებარებული მიწო-
დება. ამ დროს ჰაერის მიწოდების სიჩქარე აიღება $6 \div 12$ მ/წმ.

შემთბარი ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდება ხორციელდება
ჰორიზონტალურად, იატაკიდან $(0,35 \div 0,65) h_{\text{სათ}}$ სიმაღლემდე (სადაც
 $h_{\text{სათ}}$ — სათავსის სიმაღლეა). სათბობი აგრეგატების იატაკიდან 10 -
ნიმაღური დაცილება გამოითვლება ფორმულით

$$h = h_{\text{სათ}} + 0,31\sqrt{bh_{\text{სათ}}} \quad (9.12)$$

ჰაერის მიწოდების სიჩქარე დამოკიდებულია სათავსის მუშა ზო-
ნაში ჰაერის მოძრაობის დასაშვებ სიჩქარეზე. ჰიგიენური მოთხოვნე-
ბის თანახმად, ჰაერის მოძრაობის ზღვრული დასაშვები სიჩქარე ტო-
ლია: $0,25$ მ/წმ, როდესაც ადამიანი იმყოფება დამჯდარ მდგომარეო-
ბაში და $t_a = 18 \div 20^\circ\text{C}$, $0,3 - 0,5$ მ/წმ, როდესაც ადამიანს უხდება მსუ-
ბუქი, ხოლო $0,5 \div 0,7$ მ/წმ, როდესაც ადამიანს უხდება მძიმე ფიზი-
კური სამუშაოს შესრულება.

სათბობი აგრეგატების განლაგება სათავსში ხდება ისეთნაირად
(ნახ. 9.5), რომ ჰაერის მიწოდების დროს წარმოიქმნეს რამდენიმე
პარალელური კომპაქტური ან არასრული — მარაოსებრი ქავლი.
პარალელური კომპაქტური ქავლების (ნახ. 9.5, ა) შემთხვევაში აგრე-
გატებს შორის მანძილი შეადგენს $b \leq 3h_{\text{სათ}}$, ხოლო არასრული მა-
რაოსებრი ქავლების შემთხვევაში ეს მანძილი შეიძლება იყოს $10/h_{\text{სათ}}$
მდე (ნახ. 9.5, ბ).

სათბობი აგრეგატებიდან მიწოდებული ჰაერის ქავლის საწყისი
პარამეტრები (ტემპერატურა და გამოდინების სიჩქარე) განისაზღუ-
რება ქავლის გეომეტრიული H მახასიათებლით, რომელიც გამოისა-
ხება მეტრობით და გამოითვლება ფორმულით

$$H = 5,45 m v_0 F_0^{0,25} [n(t_{\text{ცხ}} - t_a)]^{-0,5}, \quad (9.13)$$

სადაც v_0 და F_0 — შესაბამისად ქავლის საწყისი სიჩქარე და სათ-
ბობი აგრეგატის ჰერმეტიზებული ლიობის ცოცხალი
კვეთია;

m და n — კოეფიციენტები, რომლებიც ითვალისწინებენ შესაბამი-
სად ქავლის გავრცელების სიჩქარის ჩახშობას და ტემპე-
რატურის შემცირებას.

თუ სათბობი აგრეგატის ჰაერის მიმწოდებელ ლიობში რეგულირებადი გისოსით წარმოიქმნება კომპაქტური არადაფენილი ჰველი ($m = 4,5$; $n = 3,8$), მაშინ ასეთი კომპაქტური ჰაერის ჰველის გეომეტრიული მახასიათებელი ლებულობს სახეს

$$H = 12,58 \frac{v_0 F_0^{0,25}}{(t_{06} - t_3)^{0,5}} \quad (9.14)$$

თუ აგრეგატის ჰაერის მიმწოდებელ ლიობში (გამბნევი გისოსით) წარმოიქმნება არასრული და არადაფენილი მარაოსებრი ჰველი ($m = 1,8$, $n = 1,2$), მაშინ ასეთი არასრული მარაოსებრი ჰველის გეომეტრიული მახასიათებელი იქნება

$$H = 8,96 \frac{v_0 F_0^{0,25}}{(t_{06} - t_3)^{0,5}} \quad (9.15)$$

მიწოდებული ჰველის ქვეშ, სათავის მუშა ზონაში, წარმოიქმნება ჰაერის უქუდინება. იმ ადგილას, სადაც ჰაერის ჰველის ქვედა საზღვარი ყველაზე უფრო უახლოვდება მუშა ზონას, ჰაერის უქუნაქადი მოძრაობს მაქსიმალური სიჩქარით. ჰაერის უქუნაქადის მოძრაობის ეს სიჩქარე გამოითვლება ფორმულით

$$v_{\text{ააფ}} = k v_0 \left(\frac{F_0}{b h_{\text{ს.თ}}} \right)^{0,5} \quad (9.16)$$

სადაც კოეფიციენტი $k = 0,65 - 1,3$ ან გამოითვლება ფორმულით

$$k = 1,34 - 0,04N.$$

N — რიგში სათბობი აგრეგატების რაოდენობა.

უქუნაქადის ჰარბი ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta t_{\text{ააფ}} = 1,4 \Delta t_0 \left(\frac{F_0}{b h_{\text{ს.თ}}} \right)^{0,5} \quad (9.17)$$

სადაც $\Delta t_0 = t_{06} - t_3$ — ცხელი ჰაერის საწყისი ჰარბი ტემპერატურაა.

ცხელი ჰველი ისე უნდა იქნეს გათვლილი, რომ (9.16) და (9.17) ფორმულებით განსაზღვრული ჰაერის უქუდინების მაქსიმალური სიჩქარე და ჰარბი ტემპერატურა არ აღემატებოდეს ნორმატიულ სიდიდეს. თუ ჰორიზონტალური ჰაერის ჰველი, რომელიც არაა დაფენილი შემომზღულ კონსტრუქციებზე, მიეწოდება სათავის შუა ზონაში (სინალლის მიხედვით), მაშინ იგი ჰაერის მიმწოდებელი ლიობიდან გარკვეულ მანძილზე მოშორებით გავრცელდება თავისუფლად. ასეთ ჰველს (რომელზეც გავლენას არ ახდენს შემომზღული კონსტრუქციები), თავისუფალი ჰველი ეწოდება. შემდგომ ჰველის გავრცელებაზე გარკვეულ

ვეულ გავლენას ახდენს შემომზღუდი კონსტრუქციები და ასეთ ჭავლს შეზღუდულს უწოდებენ.

ჰაერის ჰორიზონტალურ ცხელ ჭავლში მოქმედებს არქიმედეს ძალა, რომელიც იწვევს ჭავლის აწევას. ჰაერის თავისუფალი ჭავლის ღერძის აწევის სიმაღლე გამოითვლება ფორმულით

$$y = \frac{x^3}{3H^2}, \quad (9.18)$$

სადაც x არის ჰორიზონტალური მანძილი სათბობი აგრეგატიდან ჭავლის განსახილველ კვეთამდე;

H — ჭავლის გეომეტრიული მახასიათებელი.

ცხელი ჰაერის აწევის ღრის წარმოებს სათავსის ზემო ზონის გადახურება, რაც იწვევს სახურავიდან თბოდანაკარგების გაზრდას და მუშა ზონის გადაცივებას. სათავსის სიმაღლეზე ჰაერის ტემპერატურა იქნება შედარებით თანაბარი, თუ გავზრდით ჭავლის საწყის სიჩქარეს (ან შევამცირებთ ჰაერ ტემპერატურას, $t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}}, 10 - 15^{\circ}$ -მდე).

თუ სათბობი აგრეგატიდან გამოშვებული კომპაქტური ჭავლის ღერძის აწევის სიმაღლე $y = 0,15 h_{\text{სათ}}$, მაშინ ჭავლის საჭირო საწყისი სიჩქარე (9.14) და (9.18) ფორმულების თანახმად იქნება

$$v_0 = 0,065 (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}})^{0,5} \left(\frac{b^3 h_{\text{სათ}}}{F_0} \right)^{0,25} \quad (9.19)$$

ანალოგიურად მიიღება არასრული მარაოსებრი ჭავლის საწყისი სიჩქარის გამოსათვლელი ფორმულაც

$$v_0 = 0,023 (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}})^{0,5} \left(\frac{b^3 h_{\text{სათ}}}{F_0} \right)^{0,25} \quad (9.20)$$

სათავსის გეგმასა და სიმაღლეზე ტემპერატურის განაწილება დაკავშირებულია სათავსის ჰაერცვლის ჯერადობასთან, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით

$$k = \frac{L_{\text{სათ}}}{v_{\text{სათ}}}, \quad (9.21)$$

სადაც $L_{\text{სათ}}$ არის სათავსში ჰაერცვლა, მ³/სთ [ფორმულა (9.4)];

$v_{\text{სათ}}$ — სათავსის მოცულობა,

ჰაერცვლის ჯერადობის 1-დან 3-მდე გაზრდით ტემპერატურა სათავსის სიმაღლეზე ნაწილდება თანაბრად. ჰაერცვლის ჯერადობის შემდგომი გაზრდა გავლენას არ ახდენს სათავსის ზემო ზონაში ტემპერატურის განაწილებაზე. თუ დავიცავთ სათავსში ჰაერის მიწოდების

ზემოთ განხილულ პირობებს (სახელდობრ ჰაერის მიწოდების სიმაღლის და სიჩქარის და ჰაერცვლის ჭერადობის შესახებ), შეგვიძლია დავადგინოთ, რომ ცხელი ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდება გამოიწვევს მისი ტემპერატურის ცვლილებას $0,1-0,5^{\circ}\text{C}$ -ით სათავის სიმაღლის ყოველ 1 მეტრზე და ტემპერატურა მაღალი საამქროების ზემო ზონებში განსხვავებული იქნება მუშა ზონის ტემპერატურისაგან არა უმეტეს 3°C -ით.

სათავსში ყველაზე უფრო ხელსაყრელი ჰაერცვლის ჭერადობა (სათბობ აგრეგატებში ყველაზე მცირე ელექტროენერგიის ხარჯის დროს) კომპაქტური ჰაელის შემთხვევაში განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით

$$k' = \frac{300 \cdot v_{\text{ჰაელ}}^2}{l}, \quad (9.22)$$

სადაც $v_{\text{ჰაელ}}$ არის ჰაერის უკუდინების მაქსიმალური სიჩქარე, მ/წმ; l — სათავის იმ ზონის სიგრძე, რომელსაც ემსახურება სათბობი აგრეგატი.

•თუ სათავსში ჰაერცვლის ჭერადობა განსაზღვრულია (9.22) ფორმულით, მაშინ სათბობი აგრეგატის მიერ მიწოდებული ცხელი ჰაერის ტემპერატურა განისაზღვრება (9.5) ფორმულის გარდაქმნით მიღებული შემდეგი გამოსახულების მიხედვით

$$t_{06} = t_3 + \frac{\beta_1 \rho_{\text{სათ}}}{\rho k v_{\text{სათ}}}, \quad (9.23)$$

სადაც β_1 — შემასწორებელი კოეფიციენტი [ფორმულა (9. 9)].

•(9.21) ფორმულით განსაზღვრული ტემპერატურის მნიშვნელობა არ უნდა აღემატებოდეს ცხელი ჰაერის ზღვრულ დასაშვებ ტემპერატურას, რომელიც კომპაქტური ჰაელის შემთხვევაში, სათავსში ჰაერის მოცემული ცირკულაციის დროს განისაზღვრება ფორმულით

$$t_{\text{დას}} = t_3 + 76 \frac{v_3^2 F_{\text{II}}^{0,5}}{b h_{\text{სათ}}}. \quad (9.24)$$

მაგალითი №3. საქიროა გათვლილი იქნეს ჰაერის სათბობი სისტემა ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდებით საამქროსათვის, რომლის სიგრძეა 70 მ, სიგანე 50 მ, სიმაღლე 10 მ. საამქროს თბორდანაქარგები შეადგენს 770 კვტ. სათავის ჰაერის ტემპერატურა $t_3 = 15^{\circ}$, ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე $v_{\text{სათ}} = 0,4$ მ/წმ.

ვითვალისწინებთ ჰაერის მიწოდებას ექვსი სათბობი აგრეგატიდან, რომლებიც საამქროს აწვდიან ჰაერს პარალელურად, კომპაქტუ-

რი ჰაერების საშუალებით (9.5 ა ნახაზზე ნაჩვენებ სქემის მიხედვით). მაშინ თითოეული სათბობი აგრეგატის თბური სიმძლავრე შეადგენს

$$Q_1 = \beta_1 Q_{\text{სათ}} = 1,25 \cdot 770 = 160,5 \text{ კვტ.}$$

ვირჩევთ A11B-140 ტიპის ექვს ჩამოსაკიდ სათბობ აგრეგატს. თითოეული აგრეგატის ჰაერის ბარჯი, როდესაც $t_{\text{გზ}} - t_{\text{გ}} = 34,8^\circ\text{C}$, ტოლია 13 900 მ³/სთ, ხოლო ჰაერის მიწოდების სიჩქარე $v_0 = 6,1$ მ/წმ ($F_0 = 0,63$ მ²).

გამოწმებთ თითოეული აგრეგატის მომსახურების ზონის სიგრძეს ($l = 25$ მ). თუ ამ ზონის სიგანე $b = 70 : 3 = 23$ მ; ზონის სიგრძე არ უნდა აღემატებოდეს $0,7 m \sqrt{b h_{\text{სათ}}} = 0,7 \cdot 4,5 \sqrt{23 \cdot 10} = 48$ მ. მართლაც, ჩვენ მიერ მიღებული ზონის სიგრძე $25 < 48$ მ.

(9.19) ფორმულის მიხედვით ვსაზღვრავთ საამქროში ჰაერცვლის ჭერადობას

$$k = \frac{13900 \cdot 6}{70 \cdot 50 \cdot 10} = 2,4.$$

(9.20) ფორმულის მიხედვით ჰაერცვლის ყველაზე უფრო ხელსაყრელი ჭერადობა იქნება

$$k' = \frac{300 \cdot 0,4^2}{25} = 2.$$

ჰაერცვლის ჭერადობა ($k = 2,4$) ახლოა მის ყველაზე უფრო ხელსაყრელ მნიშვნელობასთან ($k' = 2$).

(9.14) ფორმულით ვსაზღვრავთ საამქროს მუშა ზონაში ჰაერის მოძრაობის მაქსიმალურ სიჩქარეს, როდესაც $k = 1,34 - 0,04 N = 1,34 - 0,04 \cdot 3 = 1,22$,

$$v_{\text{ააა}} = 1,22 \cdot 6,1 \sqrt{\frac{0,63}{23 \cdot 10}} = 0,39 \text{ მ/წმ,}$$

რაც ეთანადება სიჩქარის მოცემულ ნორმატიულ მნიშვნელობას.

მუშა ზონაში ჰაერის უკუხაყადის კარბი ტემპერატურა (9.15) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$\Delta t_{\text{ააა}} = 1,4 \cdot 34,8 \sqrt{\frac{0,63}{23 \cdot 10}} = 2,5^\circ\text{C} < 6^\circ\text{C}.$$

საამქროში აგრეგატების განლაგების სიმაღლე (9.12) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$h = 2 + 0,3 \sqrt{23 \cdot 10} = 6,5 \text{ მ.}$$

(9.19) ფორმულის მიხედვით ვანგარიშობთ იმ საწყის სიჩქარეს, რომელიც უზრუნველყოფს ქაელის საჭირო ტრაექტორიით მოძრაობას

$$v_0 = 0,065 \sqrt{34,8} \left(\frac{23^3 \cdot 10}{0,03} \right)^{0,25} = 8 \text{ მ/წმ} > 6,1 \text{ მ/წმ.}$$

ჰაერი რომ მიგვეწოდებინა დახრილი ქაელების საშუალებით, მ.შინ მუშა ზონაში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე იქნებოდა

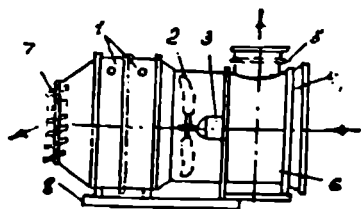
$$u_{2,8} = 0,14 \cdot 6,1 \sqrt{0,63} = 0,68 \text{ მ/წმ,}$$

რაც მეტია ნორმატიულ სიდიდეზე (0,4 მ/წმ). ამიტომ ჰაერის მიწოდება დახრილი ქაელებით შეუძლებელია. საბოლოოდ აგრეგატებს ვაყენებთ 4,4 მ სიმაღლეზე, რაც რეკომენდებულია მოცემული ტიპის აგრეგატებისათვის.

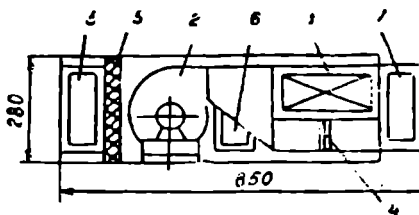
სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატები თავისი კონსტრუქციით წააგვან სათბობ აგრეგატებს. განსხვავება იმაში მდგომარეობს, რომ სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატებს დამატებით გააჩნიათ ჰაერის მიმღები კამერა (ნახ. 9.6) ანუ შემრევი სექცია 6, რომელიც მოთავსებულია დერძული ვენტილატორის 2 წინ. მისი დანიშნულებაა გარედან შემოსული ჰაერი შეურიოს სათავსიდან რეცირკულირებულ ჰაერს. მსხვილი აგრეგატები დამონტაჟებულია სპეციალურ ჩარჩოზე 8. გარე ჰაერის მიმღებ არხზე მოთავსებულია სპეციალური სარქველი 5, რომლის დანიშნულებაა მოახდინოს გარე და რეცირკულირებული ჰაერის ხარჯების რეგულირება ისეთი თანაფარდობით, რომ მიღწეულ იქნეს სათბობ-სავენტილაციო ეფექტი. ეს სარქველი შეიძლება იყოს ავტომატური ან ხელით მოქმედების. სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატები გამოიყენება ჰაერის დაქვემდებარებული მიწოდებისათვის სამრეწველო, საზოგადოებრივ, დამხმარე და სასოფლო-სამეურნეო შენობებში. სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატების რაოდენობის შერჩევა ისევე ხდება, როგორც სათბობი აგრეგატებისა.

სათავსში ჰაერცვლა განისაზღვრება (9.22) ფორმულით. ჰაერის მიღებული ხარჯი უნდა იქნეს შედარებული ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის ხარჯთან, რადგან ამ ხარჯმა უნდა დააკმაყოფილოს სათავსის ვენტილაციის მოთხოვნა. მისაწოდებელი ჰაერის საბოლოო ტემპერატურა განისაზღვრება (9.5) ფორმულით.

საცხოვრებელ სახლებში სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატები ვამოიყენება ცალკეული ბინების გასათბობად. ეს აგრეგატები უმთავრესად გამოიყენება იმ შენობებში, რომლებიც აგებულია მოცულობითი ელემენტებისაგან. სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატი თავსდება დერეფანში მოწყობილ შეკიდულ ჰერში. შეკიდულ ჰერში თავსდება



ნახ. 9.6.



ნახ. 9.7.

აგრეთვე გარე ჰაერის, სარეციკულაციო და ჰაერის მიმწოდებელი ჰაერსადენები. მიმწოდებელი ჰაერსადენი მიიყვანება ყველა ოთახში. ბინის ჰაერის გათბობა მიეკუთვნება ჰაერით გათბობის ადგილობრივ არხულ სისტემას.

ბინის ჰაერით გათბობისა და ვენტილაციის სისტემის მოქმედების პრინციპი ასეთია: ცხელი ჰაერი მიეწოდება საცხოვრებელ ოთახებში, ხოლო ნამუშევარი ჰაერი გაიყვანება დამხმარე სათავსებიდან (სამზარეულო, სააბაზანო, საპირფარეშო).

ბინის ჰაერით გათბობის სათბობ-სავენტილაციო აგრეგატის სქემა წარმოდგენილია 9.7 ნახაზზე. იგი შედგება კალორიფერისაგან 1, რომელშიც ჰაერი თბება ცხელი წყლის ხარჯზე, ვენტილატორისაგან 2, ფილტრისაგან 3 და საჰაერო სარქველებისაგან 5, 6 და 4 შესაბამისად გარე ჰაერისათვის, რეციკულირებული ჰაერისათვის და შემომვლელი ვენტილატორი მოძრაობაში მოჰყავს 18 ვტ სიმძლავრის ერთფაზა ძრავას. ვენტილატორის მიერ გადაადგილებული ჰაერის რაოდენობა ტა-ლია 85—170 მ³/სთ, ხოლო განვითარებული წნევა 118 პა. ბინის ჰაერით გათბობის სისტემა შეიძლება იყოს პირდაპირი დინების, ნაწილობრივი ან სრული რეციკულაციით. ეს სისტემა ზაფხულში შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ბინის ერთ-ერთი ოთახის გაგრილების მიზნით, თუ კალორიფერში გვექნება სიცივის მატარებლის შეშვების საშუალება.

ბინის ჰაერით გათბობის სისტემის დადებითი მხარეებია: ცალკეული ბინების დამოუკიდებელი გათბობის საშუალება. მცირე თბური ინერცია. მარტივი რეგულირება, ლითონის ხარჯის შემცირება (20%-მდე). უარყოფითი მხარეებია: ხმაური, რომელიც გამოწვეულია ვენტილატორის მოქმედებით და რომელიც განსაკუთრებით შეიგრძნობა ღამის საათებში; უარყოფითი მხარეა აგრეთვე ის, რომ ასეთ სისტემაში არა გვექვს ჰაერის გატენიანების საშუალება.

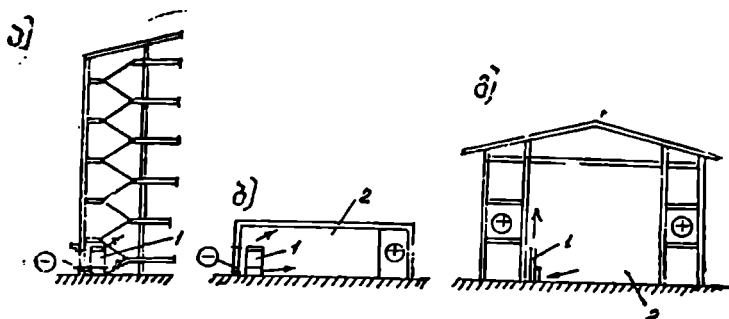
სარეცირკულაციო ჰაერშემთობი წარმოადგენს კონვექტორული ტიპის სათბობ ხელსაწყოს, რომელშიც ჰაერის შეთობა ხორციელდება ცხელი წყლით, ამიტომ ეს ხელსაწყო ითვლება ადგილობრივი წყალჰაერის სისტემის სათბობ ხელსაწყოებად.

სარეცირკულაციო ჰაერშემთობებს თბური სიმძლავრის მიხედვით უკავიათ შუალედური ადგილი ჩვეულებრივ სათბობ ხელსაწყოებსა და სათბობ აგრეგატებს შორის. მათი სიმძლავრე იცვლება 5-დან 20—25 კვტ-მდე. ისინი გამოიყენება საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ, დამხმარე და მცირე სამრეწველო შენობებში. სარეცირკულაციო ჰაერშემთობების საშუალებით ხდება მრავალსართულიანი შენობების კიბის უჯრედების და იმ სათავსების გათბობა, რომელთაც გარე შემომზლულ კონსტრუქციებთან ახლოს მუდმივი სამუშაო ადგილები არა აქვთ.

კიბის უჯრედების გათბობის დროს სარეცირკულაციო ჰაერშემთობით (ნახ. 9.8, ა), რომლებიც განლაგებულია გარე კარებთან, მიიღება უფრო თანაბარი ტემპერატურა, ვიდრე წყლით სათბობი სისტემების სათბობი ხელსაწყოების გამოყენების დროს, როდესაც ისინი განლაგებულია სხვადასხვა სართულზე.

საზოგადოებრივ და დამხმარე სათავსებში (ვესტიბიულები, სეაჟ-რო დარბაზები, საწყობები და სხვა), რომელთა შემომზლული კონსტრუქციები ენება გარე ჰაერს და რომელთა სიმაღლეც შეზღუდულია. სარეცირკულაციო ჰაერშემთობი იდგმება შესასვლელ კარებთან (ნახ. 9.8 ბ).

სარეცირკულაციო ჰაერშემთობი გამოიყენება აგრეთვე ისეთი სათავსების მორიგე გათბობის მიზნით, რომელთა გამოყენებაც ხდება პერიოდულად და რომელთა ირგვლივაც განლაგებულია შენობის მუდმივად გამთბარი ნაწილი, ხოლო ამ სათავსებიდან სითბოს კარგვა



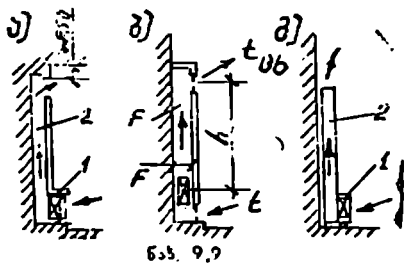
ნახ. 9.8. 1 — ჰაერშემთობი; 2 — გასათბობი სათავსი

ქრიოდად ხდება გადახურვიდან (ნახ. 9.8, გ). ასეთ სათავსებს მიეკუთვნება თეატრის მყურებელთა დარბაზები, საკონცერტო და სხვა დარბაზები. აგრეთვე საამქროები.

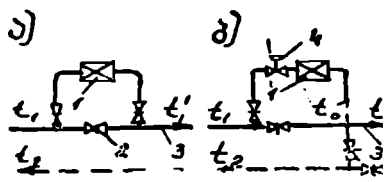
სარეციკულაციო ჰაერშემთბობი შედგება ორი ელემენტისაგან — 1 გამხურებლისა და 2 არხისაგან (ნახ. 9.9). გამხურებელი მზადდება სტანდარტული სათბობი ხელსაწყოებისაგან — წიბოვანი მილები, რადიატორები, კალორიფერები. ამასთანავე წიბოვანი მილები და რადიატორები გამოიყენება მცირე თბური სიმძლავრის დროს (8 კვტ-მდე), უფრო მეტი თბური სიმძლავრის დროს კი გამოიყენება კალორიფერები. სათავსში ერთი და იგივე ფართობის დაკავების დროს კალორიფერებიანი ჰაერშემთბობის თბური სიმძლავრე 6—6,5-ჯერ მეტია, ვიდრე ჰაერშემთბობისა, რომელშიც გამხურებლებად გამოყენებულია წიბოვანი მილები ან რადიატორები. ჰაერშემთბობებში მიზანშეწონილია ფირფიტოვანი, მრავალსვლიანი კალორიფერების გამოყენება, რადგან ასეთ კალორიფერებს გააჩნიათ ნაკლები აეროდინამიკური წინაღობა და თბოშემცველის მოძრაობის დიდი სიჩქარე.

1,5—3 მ სიმაღლის არხი შეიძლება იყოს მოწყობილი შიგა კედელში (ნახ. 9.9, ა) ან მისადგმელი საშენი მასალებისაგან (ნახ. 9.9, ბ) და ლითონისაგან (ნახ. 9.9, გ).

სარეციკულაციო ჰაერშემთბობებს ექსპლუატაციის პირობებში აქვთ რაოდენობრივი თვითრეგულირების უნარი ისევე, როგორც ეს ახსიათებს ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემებს. ჰაერშემთბობში ცხელი წყლის ტემპერატურის ცვლილების შედეგად იცვლება მასში ცირკულირებული ჰაერის რაოდენობა და ტემპერატურა. ამასთანავე, აცივების შემთხვევაში იზრდება ჰაერშემთბობის თბოგადაცემა და შესაბამისად იზრდება სათავსში ჰაერის ცირკულაციის ჭერადობა. ეს კი აუმჯობესებს სათავსის გათბობას გარე ჰაერის ტემპერატურის შემცირების დროს. სარეციკულაციო ჰაერშემთბობის გამოყენების დროს მოსალოდნელია სათავსის ზემო ზონის გადახურება,



ნახ. 9.9



ნახ. 9.10

რაც იწვევს გადახურებიდან თბოდანაკარგების გაზრდას და სათავსის მუშა ზონის გადაცივებას.

სარეციკულაციო ჰაერშემთბობის მიერთება თბოსადენებთან შეიძლება მოხდეს 9.10 ნახაზზე ნაჩვენები სქემების მიხედვით. პირველი სქემა (ნახ. 9.10 ა) წარმოადგენს ჰაერშემთბობის მიმდევრობით მიერთებას გათბობის ძირითად სისტემასთან. ამ დროს ჰაერშემთბობა გაივლის გათბობის ძირითადი სისტემის წყლის მთლიანი რაოდენობა (ვენტილი 2 დაკეტილია). ჰაერშემთბობის მიერთების ასეთი სქემა კვადრულს საშუალებას შევამცირით მისი ფართობი ტემპერატურული დაწნევისა და წყლის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდის ხარჯზე. ეს სქემა ძირითადად გამოიყენება მუდმივმოქმედი და არარეგულირებადი ჰაერშემთბობის მიერთების შემთხვევაში.

ჰაერშემთბობიდან გამოსული წყლის ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულით

$$t'_1 = t_1 - \frac{Q_{\text{სარ.ჰაერბ}}}{G_1} \quad (9.25)$$

აღაც $Q_{\text{სარ.ჰაერბ}}$ არის სარეციკულაციო ჰაერშემთბობის თბური სიმძლავრე;

G_1 — ცხელი წყლის ხარჯი შენობის შემყვანზე კვ/სთ და იგი განისაზღვრება გამოსახულებით

$$G_1 = \frac{Q_{\text{სარ.ჰაერბ}} + Q_{\text{გათ. სისბ}}}{(t_1 - t_2)} \quad (9.26)$$

$Q_{\text{გათ. სისბ}}$ — გათბობის ძირითადი სისტემის თბური სიმძლავრე.

ჰაერშემთბობის მიერთების მეორე სქემა (ნახ. 9. 10, ბ) წარმოადგენს გათბობის ძირითად სისტემასთან მის მიერთებას პარალელურად და იგი გამოიყენება ჰაერშემთბობის ავტომატური მართვის შემთხვევაში. ჰაერშემთბობის რეგულირება ან მისი სრული გამორთვა გავლენას არ ახდენს გათბობის ძირითადი სისტემის მუშაობაზე. ამ შემთხვევაში წყლის ტემპერატურული დაწნევისა და მისი მოძრაობის სიჩქარის შემცირების გამო ჰაერშემთბობის ფართობი იზრდება.

სარეციკულაციო ჰაერშემთბობის გაანგარიშების მიზანია არხის ზომები და სახურებლის ფართობი განისაზღვროს ისე, რომ უზრუნველყოფილი იქნეს სათავსში საჭირო რაოდენობის სითბოს გადაცემა და ჰაერის გაძლიერებული ცირკულაცია (არანაკლებ ერთჯერადისა).

თუ გვეცოდინება ჰაერშემთბობის თბური დატვირთვა, ცხელი წყლის ხარჯი და ტემპერატურა, შეგვიძლია დავსახოთ არხის ზომეზო და განვსაზღვროთ მასში ცხელი ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე და ტემპ-

პერატურა. როდესაც არხის ზომებია: სიმაღლე — h და სიღრმე. — $h_{\text{ს}}$ ცხელი ჰაერის ტემპერატურა განისაზღვრება ფორმულით

$$t_{\text{ს}} = t_{\text{გ}} + \left(\frac{0,9 q_1^{1/3}}{c p h_{\text{ს}}} \right)^{2/3} \left(\frac{\Sigma \xi}{2 g h \beta} \right)^{1/3}, \quad (9.27)$$

ზოლო ცხელი ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე — ფორმულით

$$v_{\text{ს}} = \left(\frac{0,9 q_1}{c p h_{\text{ს}}} \frac{2 g h \beta}{\Sigma \xi} \right)^{1/3} \quad (9.28)$$

სადაც q_1 არის ჰაერშემთბობის ერთეული სიგრძის თბური სიმძლავრე. ვტ:

β — ჰაერის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი ($\beta = 1/273$);

$\Sigma \xi$ — სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობში ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების ჯამი (ჰაერის მოძრაობის გზაზე);

ჰაერშემთბობის თბოგაცემის ფართობის შერჩევის პარალელურად საჭიროა მისი აეროდინამიკური გაანგარიშებაც, რათა ჰაერშემთბობში დახსნტდეს ცირკულირებული ჰაერის ხარჯი. აეროდინამიკური გაანგარიშების დროს დაცულ უნდა იქნეს პირობა, რომ ჰაერის გაცხელების შედეგად წარმოქმნილი ბუნებრივი საცირკულაციო წნევის სიდიდე იყოს ტოლი სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობის აეროდინამიკური წინაღობისა

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = \Delta P_{\text{სარ. ჰაერ}} \quad (9.29)$$

ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა, რომელიც ქმნის ჰაერის ცირკულაციას, ტოლია

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = g h (\rho_{\text{გ}} - \rho_{\text{ს}}) \quad (9.30)$$

ან

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = 3,6 \cdot 10^{-3} g h (t_{\text{ს}} - t_{\text{გ}}) = \frac{3,6 g h Q_{\text{სარ. ჰაერ}}}{100 c \rho_{\text{გათ}}} \quad (9.31)$$

ამ დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ: 15-დან 70°C-მდე ინტერვალში ჰაერის ტემპერატურის 1°C-ით გაზრდისას მისი სიმკვრივე საშუალოდ კლებულობს 0,036 კგ/მ³-ით.

სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობის აეროდინამიკური წინაღობა ტოლია არხის და სახურებლის წინაღობათა ჯამისა

$$\Delta P_{\text{სარ. ჰაერ}} = \Delta P_{\text{არხ}} + \Delta P_{\text{სახურ.}} \quad (9.32)$$

თუ მხედველობაში არ მივიღებთ ხახუნის წინაღობას, რომელიც

წარმოიშობა არხის კედლებთან ჰაერის მოძრაობის დროს (ჰაერის მოძრაობის მასური სიჩქარის სიმციროს გამო $\nu = 1 \div 1,5$ კგ./წმ. მ²), მაშინ არხის წინაღობა შეიძლება გამოვითვალოთ ფორმულით

$$\Delta P_{არხ} = \sum \zeta_{არხ} \frac{\rho v_{არხ}^2}{2} = \frac{\sum \zeta_{არხ}}{2\rho} \left(\frac{G_{გათ}}{3600 F_{არხ}} \right)^2 \quad (9.33)$$

სასურებლის წინაღობა გამოითვლება შემდეგი სახის ემპირიული ფორმულით

$$\Delta P_{არხ} = mg (\nu\rho)^2; \quad (9.34)$$

სადაც m და ρ — ემპირიული მუდმივებია.

თუ სასურებლად გამოყენებულია თუჩის რადიატორი, მაშინ

$$\Delta P_{არხ} = 0,1g (\nu\rho)^{1,755}. \quad (9.35)$$

ზემოთ მოცემული ფორმულების საშუალებით შეიძლება განისაზღვროს სათავსის გასათბობად საჭირო ცირკულირებული ჰაერის $G_{გათ}$ რაოდენობა. ასევე შეგვიძლია განვსაზღვროთ არხის h სიმაღლე, თუ წინასწარ დაუშვებთ ცხელი ჰაერის ტემპერატურას და ამის მიხედვით განვსაზღვრავთ ცირკულირებული ჰაერის რაოდენობას.

მაგალითი №1. ჩავატაროთ სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობის განგარიშება, როდესაც იგი მიერთებულია თბოსადენებთან 9.10, ა ნახახზე წარმოდგენილი სქემის მიხედვით, თუ სათავსის მოცულობა, სადაც იდგმება ჰაერშემთბობი, 600 მ³-ის ტოლია, ხოლო $t_2 = 18^\circ\text{C}$; ჰაერშემთბობის და გათბობის ძირითადი სისტემის თბური სიმძლავრეები შესაბამისად ტოლია 10 კვტ და 220 კვტ. გარე თბოქსელში თბოს შემცველის პარამეტრებია $t_1 = 130^\circ\text{C}$ და $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობში წყლის ხარჯი (9.26) ფორმულის თანახმად ტოლია

$$G_1 = \frac{(10 + 220) \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187(130 - 70)} = 3296 \text{ კგ/სთ.}$$

ჰაერშემთბობიდან გამოსული წყლის ტემპერატურა გამოითვლება (9.25) ფორმულით

$$t'_1 = 130 - \frac{10 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187 \cdot 3296} = 130 - 2,6 = 127,4^\circ\text{C}.$$

ჰაერშემთბობიდან გამოსული ცხელი ჰაერის ტემპერატურა მივიღოთ 65°C -ის ტოლად, ხოლო ჰაერშემთბობში ჰაერის მოძრაობის მა-

სური სიჩქარე $v_p = 1.5$ კგ/წმ.მ², მაშინ სათავის განათობად საჭირო ჰაერის რაოდენობა (9.2) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$G_{\text{გათ}} = \frac{10 \cdot 3600 \cdot 10^3}{1005(65-18)} = 762 \text{ კგ/სთ.}$$

სათავსში ჰაერცვლის ჯერადობა იქნება

$$K = \frac{L_{\text{სათ}}}{v_{\text{სათ}}} = \frac{G_{\text{გათ}}}{\rho_{\text{ჰ}} v_{\text{სათ}}} = \frac{762}{1,216 \cdot 600} = 1,04 > 1,$$

რაც ჰაერით გათბობის სისტემებისათვის დასაშვებ ფარგლებშია. ჰაერშემთბობის არხის განივი კვეთის ფართობი შეადგენს

$$F_{\text{არხ}} = F_{\text{ჰაერზემო}} = \frac{G_{\text{გათ}}}{3600 \cdot v_p} = \frac{762}{3600 \cdot 1,5} = 0,14 \text{ მ}^2.$$

ვირჩევთ მრავალსვლიან ფირფიტოვან კალორიფერს КВСП-7, რომლის სიგრძე ტოლია 735 მმ, ხოლო ჰაერის მიმართ ცოცხალი კვეთი $F_{\text{კალ}} = 0,172$ მ², მაშინ არხის სიღრმე, როდესაც მისი სიგანე კალორიფერის სიგრძის ტოლია, იქნება

$$b_{\text{არხ}} = \frac{F_{\text{კალ}}}{l_{\text{კალ}}} = \frac{0,172}{0,735} = 0,24 \text{ მ.}$$

თუ ადგილობრივი წინააღობების კოეფიციენტების ჯამი არხში ჰაერის შესვლასა და გამოსვლაზე შეადგენს $\Sigma \xi = 0,6 + 1,3 = 1,9$, მაშინ (9.33) ფორმულის თანახმად არხის წინააღობა, როდესაც $\rho_{\text{სათ}} = 1,13$ კგ/მ³, იქნება

$$\Delta P_{\text{არხ}} = \frac{\Sigma \xi_{\text{არხ}}}{2\rho} (v_p)^3 = \frac{1,9}{2 \cdot 1,13} (1,5)^3 = 1,9 \text{ პა.}$$

ჰაერშემთბობის წინააღობა, КВСП-7 ტიპის კალორიფერის შემთხვევაში (9.32) ფორმულის მიხედვით შეადგენს

$$\Delta P_{\text{ჰაერში}} = 0,22 g (v_p)^{1,62} = 0,22 \cdot 9,81 (1,23)^{1,62} = 3 \text{ პა,}$$

სადაც

$$v_p = \frac{760}{0,172 \cdot 3600} = 1,23 \text{ კგ/წმ. მ}^2.$$

ემპირიული კოეფიციენტები $m = 0,22$ და $n = 1,62$ აღებულია საცნობარო ლიტერატურიდან КВСП ტიპის კალორიფერისათვის.

ბუნებრივი საციკულაციო წნევის სიდიდე იქნება

$$\Delta P_{\text{ბუნ}} = \Delta P_{\text{ჰაერის}} = 3 + 1,9 = 4,9 \text{ პა.}$$

არხის საანგარიშო სიმაღლე (ვერტიკალური მანძილი კალორიფერის და ჰაერმიმწოდებელი გისოსის ღერძებს შორის) გამოითვლება (9.30) ფორმულით

$$h = \frac{\Delta P_{\text{ბუნ}}}{3,6 \cdot 10^{-2} g (t_{\text{ცხ}} - t_{\text{გ}})} = \frac{4,9 \cdot 10^2}{3,6 \cdot 9,81(65 - 18)} = 2,96 \text{ მ} = 3 \text{ მ.}$$

(9.27) ფორმულის საშუალებით ვამოწმებთ ჰაერშემთბობიდან გამოსული ცხელი ჰაერის ტემპერატურას

$$t_{\text{ცხ}} = 18 + \left(\frac{0,9 \cdot 10 \cdot 10^3}{1005 \cdot 1,044 \cdot 0,24 \cdot 0,735} \right)^{2/3} = \left(\frac{6,4 \cdot 273}{2 \cdot 0,981 \cdot 3} \right)^{1/3} = 62^{\circ}\text{C},$$

რაც ახლოა ჩვენ მიერ დაშვებულ ტემპერატურასთან ($t_{\text{ცხ}} = 65^{\circ}\text{C}$). ამ ფორმულაში სარეციკულაციო ჰაერშემთბობის ადგილობრივი წინააღობების კოეფიციენტების ჯამი გამოთვლილია შემდეგნაირად

$$\Sigma \xi = \Sigma \xi_{\text{არხ}} + \xi_{\text{ჰაერის}} = \Sigma \xi_{\text{არხ}} + \frac{2 \Delta P_{\text{ჰაერის}}}{(v_p)^3} = 1,9 + \frac{2 \cdot 1,13 \cdot 3}{1,23^3} = 1,9 + 4,5 = 6,4.$$

არხში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე (9.28) ფორმულის მიხედვით იქნება

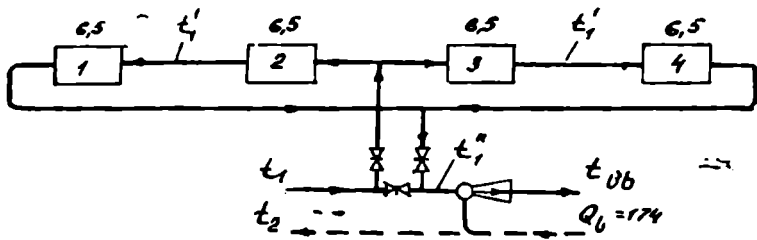
$$v_{\text{ცხ}} = \left(\frac{0,9 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 3}{1005 \cdot 1,13 \cdot 0,24 \cdot 6,4 \cdot 273 \cdot 0,735} \right)^{1/3} = 1,14 \text{ მ/წმ},$$

რაც ეთანადება წინასწარ დაშვებულ სიჩქარეს.

მაგალითი 8. ა. საჭიროა ჩავატაროთ ოთხი სადარბაზოს მქონე ხუთსართულიანი საცხოვრებელი სახლის სარეციკულაციო ჰაერშემთბობების გაანგარიშება, თუ შენობის თბოდანაქარგები (კიბის უჯრედების ჩათვლით) 200 კვტ-ის ტოლია, ხოლო თითოეული კიბის უჯრედის თბოდანაქარგები შეადგენს 6,5 კვტ-ს. კიბის უჯრედების ჰაერშემთბობები თბოსადენებთან მიერთებულია 9.11 ნახაზზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით. თბოშემცველის (წყლის) პარამეტრებია: $t_1 = 150^{\circ}\text{C}$; $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$. კიბის უჯრედებში ჰაერის ტემპერატურა $t_3 = 16^{\circ}\text{C}$. ჰაერშემთბობების არხის სიმაღლე 1,5 მ-ის ტოლია.

შენობის შემყვანზე თბოშემცველის (მაღალტემპერატურაანი წყლის) ხარჯი გამოითვლება (9.26) ფორმულით და იგი ტოლია

$$G_1 = \frac{200 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187(150 - 70)} = 2150 \text{ კგ/სთ.}$$



ნახ. 9.11.

მე-2 და მე-3 ჰაერშემთბობებიდან (ნახ. 9. 11) გამოსული წყლის ტემპერატურა (9.25) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$t_1' = 150 - \frac{6,5 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187 \cdot 0,5 \cdot 2150} = 150 - 5,2 = 144,8^\circ\text{C}.$$

1-ელ და მე-4 ჰაერშემთბობებიდან გამოსული წყლის ტემპერატურა იქნება

$$t_1'' = 150 - 5,2 \cdot 2 = 139,6^\circ\text{C}.$$

სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობებში სახურებლად ვიღებთ წიბოვან მილებს, რომელთა გარე დიამეტრი 175 მმ-ის ტოლია, ხოლო შილის დიამეტრი, რომელშიც გაედინება პირველადი თბოშემცველი, 70 მმ-ის ტოლი. მილებში წყლის მოძრაობის სიჩქარე შეადგენს

$$w = \frac{0,5 \cdot 2150 \cdot 4}{950 \cdot 3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2} = 0,08 \text{ მ/წმ}.$$

ჩავატაროთ 1-ლი და მე-4 ჰაერშემთბობების გაანგარიშება, რომლებშიც გაედინება უფრო დაბალი ტემპერატურის პირველადი თბოშემცველი. დავუშვათ, წიბოვანი მილების ცოცხალ კვეთში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე $v = 1 \text{ მ/წმ}$, მაშინ აბოგადაცემის კოეფიციენტი $k = 10,7 \text{ ვტ/მ}^2 \cdot \text{K}$ (თბოგადაცემის კოეფიციენტის ეს მნიშვნელობა გამოითვლება 7.2 ცხრილში მოცემული ფორმულით მიერთების № 2 სქემისათვის ან აიღება სპეციალური საცნობარო ლიტერატურიდან).

წიბოვანი მილების საჭირო ხურების ფართობი იქნება

$$F = \frac{Q_{\text{სარ.ჰაერშ}}}{k \Delta t_{\text{საშ}}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{10,7 (142,2 - 33)} = 5,6 \text{ მ}^2,$$

სადაც

$$\Delta t_{\text{გათ}} = t_{\text{სახ.ხე}} - t_{\text{სახ.კერძ}} = \frac{144,8 + 139,6}{2} - \frac{50 + 16}{2} = 142,2 - 33.$$

(სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობიდან გამოსული ცხელი ჰაერის ტემპერატურა მიღებულია 50°C-ის ტოლად).

ვირჩევთ 1,5 მ სიგრძის ორ წიბოვან მილს და ვაყენებთ ორ იარჯესად. მათი საერთო ფართობი შეადგენს $2 \times 3 = 6 \text{ მ}^2$. ჰაერშემთბობის არხის სიგანე, რომელშიც მოთავსებულია $d = 175 \text{ მმ}$, დამეტრის წიბოვანი მილი იქნება $b_{\text{არხ}} = 0,175 + 0,005 = 0,18 \text{ მ}$, ხოლო სიგრძე აიღეაა წიბოვანი მილების სიგრძეს (1,5 მ) დამატებული წიბოვანი მილების იარუსების შემაერთებელი მუხლის სიგრძე (0,33 მ), ე. ი. $l_{\text{არხ}} = 1,5 + 0,33 = 1,83 \text{ მ}$, მაშინ საპერო არხის ფართობი იქნება $F'_{\text{არხ}} = 0,18 \times 1,83 = 0,33 \text{ მ}^2$. სახურებლის ცოცხალი კვეთი ჰაერის მიმართ იქნება $F'_{\text{სახ}} = F'_{\text{არხ}} - F_{\text{ნო.მილ}} = 0,33 - 0,175 = 0,15 \text{ მ}^2$ (წიბოვანი მილების საანგარიშო მონაცემები აღებულია საცნობარო ლიტერატურიდან).

(9.29) ფორმულის საფუძველზე (9.31) და (9.33) ფორმულების გამოყენებით შეგვიძლია შევადგინოთ განტოლება, რომლის საშუალებითაც განისაზღვრება ჰაერშემთბობში ცირკულირებული ჰაერის რაოდენობა

$$0,0036 \text{ გ/ს} \frac{Q_{\text{სარ.ჰაერ}}}{c G_{\text{გათ}}} = \left(\frac{\Sigma \xi_{\text{არხ}}}{F_{\text{არხ}}^2} + \frac{\xi_{\text{სახურ.}}}{F_{\text{სახ}}^2} \right) \frac{G_{\text{გათ}}^2}{2\rho \cdot 3600^2}. \quad (9.36)$$

სადაც $\xi_{\text{სახურ.}}$ არის სახურებლის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი, რომელიც წიბოვანი მილებისათვის იარუსების რიცხვის (n) მიხედვით განისაზღვრება შემდეგი ემპირიული ფორმულით

$$\xi_{\text{ნო.მილ}} = 2,3n - 1,5$$

თუ (9.36) ფორმულაში ჩავსვათ $\Sigma \xi_{\text{არხ}} = 1 + 1,3 = 2,3$ და $\xi_{\text{ნო.მილ}} = 2,3 \cdot 2 - 1,5 = 3,1$, გავიგებთ, რომ $G_{\text{გათ}} = 613 \text{ კგ/სთ}$. ამ დროს კიბის უჯრედში ჰაერცვლა იქნება დაახლოებით ორჯერადი.

წიბოვანი მილის ცოცხალ კვეთში ჰაერის მოძრაობის ნამდვილი სიჩქარე იქნება

$$v = \frac{613}{1,15 \cdot 3600 \cdot 0,15} = 0,98 \text{ მ/წმ},$$

ხოლო ცხელი ჰაერის ტემპერატურა

$$t_{\text{სხ}} = 16 + \frac{6,5 \cdot 3600 \cdot 10^8}{1005 \cdot 613} = 54^{\circ}\text{C}.$$

შესაბამისად თბოგადაცემის კოეფიციენტი იქნება $k = 10,6$ ვტ/°C.

1-ელი და მე-4 ჰაერშემთბობების ფაქტიური თბური სიმძლავრე იქნება

$$Q_{\text{სარ.ავ.ეო}} = 10,6 \cdot 6 \left(142,2 - \frac{16 + 54}{2} \right) = 68,8 \text{ ვტ},$$

ე. ი. მოცემულზე 5%-ით მეტი. მე-2 და მე-3 სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობებისათვის თბური სიმძლავრის მარაგი შეადგენს 10%.

§ 3.5 ცენტრალური ჰაერით გათბობა

ცენტრალური ჰაერით გათბობა გამოიყენება სამრეწველო სამოქალაქო და სასოფლო-სამეურნეო შენობების სათავსებში, თუ მათში მოწყობილია ცენტრალური მიმწოდებელი სავენტილაციო სისტემა. ცენტრალური ჰაერით გათბობა ხდება 9.2 ნახაზზე მოცემული სქემების მიხედვით და იგი შეიძლება იყოს პირდაპირი დინებით, ნაწილობრივი ან სრული რეცირკულაციით.

ჰაერის სრული რეცირკულაცია გამოიყენება სათავსების მორიგე გათბობის მიზნით არასამუშაო საათებში, თუ იგი არ ეწინააღმდეგება სანჰიგიენურ, ხანძარ და აფეთქებასაფრთხო მოთხოვნებს. ამ დროს ჰაერის რეცირკულაცია წარმოებს გამთბარი სათავსიდან. სამუშაო საათებში კი ცენტრალური ჰაერით გათბობა გამოიყენება სათავსების ვენტილაციის მიზნით. ამ დროს მისაწოდებელი ჰაერი თბება სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე მეტად იმისდა მიხედვით, თუ როგორია სიბინის ნაკლებობა სათავსში, რომელიც აიღება სათავსის თბური ბალანსის მონაცემების მიხედვით.

სათავსში ჰაერის მიწოდება და ჰაერმიმწოდებელი მოწყობილობის ტიპის შერჩევა წარმოებს ვენტილაციის მოთხოვნების შესაბამისად. ამასთანავე, შესაძლებელია გათბობის პირობების მიხედვით ჰაერის მიწოდების ადგილების შეცვლა. ასე, მაგალითად, სსრ კავშირის ცივ რაიონებში მიზანშეწონილია ცხელი ჰაერის მიწოდება შემინული ზედაპირების გასწვრივ, როდესაც ამ ზედაპირებთან ახლოს მოთავსებულია სამუშაო ადგილები.

თუ ჰაერს მიწოდება წარმოებს დაქვემდებარებულად სათავსის სიმაღლის მიხედვით შუა ზონაში, მაშინ ამ დროს წარმოქმნილი კომპაქტური და არასრული მარაოსებრი ჰაველების გაანგარიშება წარმო-

ებს ადგლობრივი გათბობის სისტემებში წარმოქმნილი ჰაერების ანალოგიურად. ჰაერის განაწილების ასეთი ხერხი უმთავრესად გამოიყენება სამრეწველო, დამხმარე და კომუნალურ (გარაეები, სამრეცხაოები) შენობებში.

სამოქალაქო შენობების სათავსებში, რომელთაც ნაკლები სიმაღლე აქვთ. ჰაერის მიწოდება ხშირად წარმოებს შემომზღუდი კონსტრუქციების გასწვრივ დაფენილი ჰაერების საშუალებით. ამ დროს ცხელი ჰაერის მიწოდება წარმოებს ხერხისებრი ლიობიდან, რის შედეგადაც წარმოიქმნება ბრტყელი ჰაელი, რომელიც ეფინება გარე შემომზღუდი კონსტრუქციების ზედაპირებს (ჰაელი ეფინება, მაგალითად, ჰერს, თუ მისი გამოშვება წარმოებს იატაკიდან $h > 0,85h_{სათ}$ სიმაღლეზე).

როდესაც ჰაერის გამოშვება სათავსში წარმოებს ხერხისებრი ლიობიდან ან ისეთი ლიობიდან, რომელსაც გააჩნია პარალელური მიმმართეული ნიჩბები, მაშინ ბრტყელი დაფენილი ჰაელის გეომეტრიული მანსიათებელი გამოითვლება ფორმულით

$$H = 18,9 v^{1/3} b_0^{1/3} | \Delta t^{2/3}. \quad (9.37)$$

ბრტყელი დაფენილი ჰაერების გაანგარიშების მიზანია განისაზღვროს ჰაელის ის საწყისი ტემპერატურა და სიჩქარე, რომლებიც უზრუნველყოფენ მოცემული გეომეტრიული პირობების დროს ჰაელის გამოდინების კვეთიდან საანგარიშო x მანძილზე ჰაერის სასურველი პარამეტრების დამყარებას. ასე, მაგალითად, როდესაც გამოდინების კვეთიდან მანძილი $x \leq 6 l_0$ (სადაც l_0 არის ხერხისებრი ლიობის სიგრძე), ბრტყელი ჰაელის ($m = 2,62$) საწყისი სიჩქარე გამოითვლება ფორმულით

$$v_0 = \frac{v_x}{3,7 K_{ჰგ}} \left(\frac{x}{l_0} \right)^{0,5} \quad (9.38)$$

სადაც v_x არის საანგარიშო წერტილში ჰაერის მოძრაობის მაქსიმალური სიჩქარე. მ/წმ; $K_{ჰგ}$ — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ჰაელის შეზღუდვას და იგი დამოკიდებულია საანგარიშო x მანძილზე და სათავსის $h_{სათ}$ სიმაღლეზე. როდესაც $x < h_{სათ} - K_{ჰგ} = 1$, ხოლო როდესაც $x \geq h_{სათ} - K_{ჰგ} < 1$.

ჰაერის რაოდენობა, რომელიც მიეწოდება სათავსს 1 მეტრი სიგრძის მქონე ხერხიდან, გამოითვლება ფორმულით

$$L = b_0 v_0, \quad (9.39)$$

სადაც b_0 არის ჰაერის მიმწოდებელი ხერხის სიგანე;

v_0 — გამოდინების კვეთში ჰაერის საწყისი სიჩქარე.

ჰაერმანაწილებელი ხერელის სიგრძე და ჰაერმანაწილებელი ხერელის რაოდენობა განისაზღვრება სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის მიხედვით (ამ დროს აუცილებელია დაცულ იქნეს $x \leq 6 L_0$ პირობა). ჰაერის მანაწილებელ ხერელში ჰაერის გამოდინების სიჩქარის შერჩევის დროს მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული აკუსტიკური პირობები. ამიტომ შესაძლებელია ხერელის სიგრძის და სიგანის გადიდება.

გამოდინების კვეთიდან საანგარიშო x მანძილზე ბრტყელ დაფენილ ჰაელში ჰაერის მაქსიმალური ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულით

$$t_x = t_0 + 2,8 \Delta t_0 \left(\frac{b_0}{x} \right)^{0,5} \quad (9.40)$$

მაგალითი 9.6. საჭიროა გავიანგარიშოთ სათავსში 35°C -მდე გათბარი ჰაერის მიწოდება, თუ ღისი მოცულობა $L_{\text{გ.თ}} = 0,27 \text{ მ}^3/\text{წმ}$ ($972 \text{ მ}^3/\text{სთ}$). ჰაერის მიწოდება წარმოებს სათავსის კერქვეშ $b_0 = 0,03 \text{ მ}$ სიგანის ხერელისებრი ჰაერმანაწილებლიდან (ნახ. 9.12). სათავსის სიმაღლეა $h_{\text{სათ}} = 3,5 \text{ მ}$. ჰაელის გამოდინების კვეთიდან $x = 8 \text{ მ}$ მანძილზე (6 მ — პორიზონტალური მიმართულებით და 2 მ — ვერტიკალური მიმართულებით). საჭიროა უზრუნველყოფილ იქნეს ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე $v_x = 0,5 \text{ მ}/\text{წმ}$ და ტემპერატურა $t_x = 18 + 3 = 21^\circ\text{C}$.

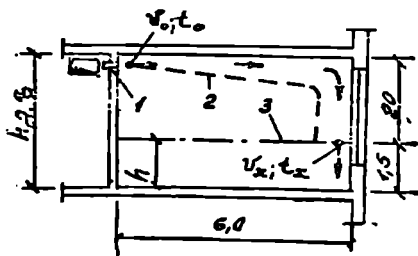
(9.38) ფორმულის მიხედვით ვსაზღვრავთ ჰაელის საწყის სიჩქარეს

$$v_0 = \frac{0,5}{3,7 \cdot 0,77} \left(\frac{8}{0,03} \right)^{0,5} = 2,9 \text{ მ}/\text{წმ}$$

სადაც $K_{\text{ფ.გ}} = 0,77$, როდესაც $\frac{x}{h_{\text{სათ}}} = \frac{8}{3,5} = 2,3 < 1$.

ჰაელის გეომეტრიული მახასიათებელი (9.37) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$H = 18,9 \cdot 2,9^{4/3} \cdot 0,03^{1/3} : (35 - 18)^{2/3} = 3,7 \text{ მ}$$



ნ.ხ. 9.12

- 1 — ხერელისებრი ჰაერმანაწილებელი;
- 2 — ბრტყელი დაფენილი ჰაელის საზღვარი;
- 3 — მუშა ზონის საზღვარი.

ხერელისებრი ჰაერმანაწილებლის 1 მეტრის სიგრძიდან მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა გამოითვლება (9.39) ფორმულით

$$L_1 = 0,03 \cdot 2,9 = 0,09 \text{ მ}^3/\text{წმ}$$

(324 მ³/სთ).

ჰაერმიმწოდებელი ხერელის სრული სიგრძე იქნება.

$$l = \frac{L_{\text{გათ}}}{L_1} = \frac{0,27}{0,09} = 3 \text{ მ.}$$

პირობების უზრუნველსაყოფად ვირჩევთ ორ ჰაერმანაწილებელ ხერელს, თითოეულს 1,5 მ სიგრძით (მართლაც $x=8 \leq 6 \cdot 1,5$).

(9.40) ფორმულით გამოწმებთ ჰაერში ჰაერის ტემპერატურას ხერელიდან $x=8$ მ მანძილზე

$$t_x = 18 + 2,8(35 - 18) \left(\frac{0,03}{8} \right)^{0,5} = 18 + 2,9 = 20,9^\circ \text{C} = 21^\circ \text{C}.$$

ცენტრალური ჰაერით სათბობ სისტემებში ცხელ ჰაელებს, როპლებიც გამოედინება შედარებით მცირე ზომის ხერელებიდან, ასასათბებენ არქიმედეს რიცხვით ($Ar < 0,001$) და მიაკუთვნებენ სუსტად არაიზოთერმული ჰაელების კატეგორიას, ასეთი ჰაელების ძირითად უბანზე სწრაფად ეცემა ჰაერის მოძრაობის სინქარე და შედარებით ნელა კლებულობს ტემპერატურა.

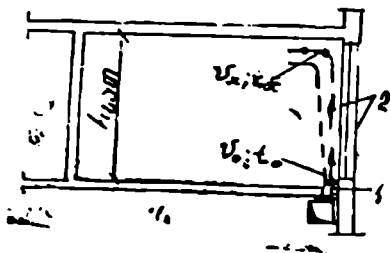
ჰაერის ტემპერატურა შესამჩნევად მცირდება, როდესაც ცხელი ჰაელი მოძრაობს გარე შემომზლულ კონსტრუქციებთან, განსაკუთრებით კი შემინულ ზედაპირებთან. ჰაერის ტემპერატურის ასეთი შემცირება განპირობებულია გარე შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებთან კონვექციით თბოგაცემის გაძლიერებით. ტემპერატურის ეს დამატებითი შემცირება არ გაითვალისწინება ცხელი. დაფენილი ჰაელის გაანგარიშების ზემოთ განხილულ მეთოდიაში.

კონვექციით თბოგაცემის გაძლიერება იწვევს გარე შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურის და სათანადოდ ამ კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების გაზრდას. ამიტომ დამატებითი თბოდანაკარგების ასანაზღაურებლად საჭიროა ჰაერის ჰაელის საწყისი ტემპერატურის გაზრდა.

როდესაც ცხელი ჰაერი ბრტყელი დაფენილი ჰაელის სახით მიეწოდება ქვემოდან ზემოთ. მაშინ კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი ჰაელსა და შემომზლული კონსტრუქციის ზედაპირს შორის, როდესაც $t=20^\circ$ და $h \geq 14,5 \text{ მ}$, გამოითვლება ფორმულით

$$\alpha_3 = \frac{50}{h^{0,6}} (h_0 v_0^2)^{0,4}. \quad (9.41)$$

თუ ცნობილია კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი, შეიძლება დაზუსტდეს შემომზლული კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგები ჯა ჰაერის ჰაელის საწყისი ტემპერატურა. ამ დროს ჰაერის ცხელი ჰაელი



ნახ. 9.13.

არა მარტო ანაზღაურებს თბოდანაკარგებს, არამედ იცავს სათავის მუშა ზონას შემომზღულ კონსტრუქციებთან წარმოქმნილი ქვემოთ მიმართული ჰაერის ცივი ნაკადისაგან.

ჰაელის საწყისი პარამეტრები (ტემპერატურა და სიჩქარე) ისეთნაირად უნდა შეირჩეს, რომ შემომზღული კონსტრუქციის მთელ სიმაღლეზე

(ნახ. 9.13) ჰაელი იყოს დაფენილი (ადგილი არ ჰქონდეს ზედაპირიდან ჰაელის მოწყვეტას). ამ პირობის უზრუნველსაყოფად ჰაელის საწყისი სიჩქარე უნდა აკმაყოფილებდეს ტოლობას

$$v_0^2 = \frac{0,72}{10^3 b_0} (t_2 - \tau_2)^{0,01} h_{საბ}^{1,72}, \quad (9.42)$$

სადაც $t_2 - \tau_2$ — ტემპერატურული სხვაობაა სათავის ჰაერსა ($t_2 = 20^\circ\text{C}$) და შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირს შორის, რომელიც გამოითვლება ბუნებრივი კონვექციის ჩვეულებრივი პირობებისათვის.

მაგალითი 9.7. განვსაზღვროთ იატაკში მოწყობილი ხერელიდან გამოდინებული ცხელი ჰაერის საწყისი სიჩქარე, თუ ხერელის სიგანეა $b_0 = 0.01$ მ; სათავის ჰაერის ტემპერატურა $t_2 = 18^\circ\text{C}$; ცხელი ჰაერის ჰაელი ეფინება ვერტიკალურ ზედაპირს (ვიტრაჟს), რომელიც შესრულებულია ორმაგი მინისაგან და რომლის სიმაღლეა $h = 5$ მ. შემინვის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა $\tau_2 = 3,4^\circ\text{C}$ (იხ. ნახ. 9.13).

როდესაც ტემპერატურული სხვაობა $t_2 - \tau_2 = 18 - 3,4 = 14,6^\circ\text{C}$, ჰაელის გამოდინების კვეთში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე (9.42) ფორმულის თანახმად შეადგენს

$$v_0^2 = \frac{0,72}{10^3 \cdot 0,01} \cdot 14,6^{0,01} \cdot 5^{1,72} = 13,4;$$

$$v_0 = \sqrt{13,4} = 3,7 \text{ მ/წმ.}$$

ვიტრაჟის შიგა ზედაპირთან კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი გამოითვლება (9.41) ფორმულით

$$\alpha_j = \frac{50}{5^{0,6}} (0,01 \cdot 13,4)^{0,4} = 8,5 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის მიღებული მნიშვნელობა ორჯერ აღემატება ბუნებრივი კონვექციის შემთხვევაში თბოგაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობას. ამასთანავე, შიგა ზედაპირთან თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი (გამოსხივების ჩათვლით) იზრდება 1,5-ჯერ და თბოდანაკარგების სიდიდე ორმაგი ვიტრაციიდან იზრდება 13,3%-ით. შესაბამისად საჭიროა ჰაერის ჰაერის საწყისი ტემპერატურის გაზრდა.

**§ 9.11. სანტრალური ჰაერით სათბობი სისტემების
განვარცხანების თავისებურებანი**

ცენტრალური ჰაერით სათბობ სისტემებში გამოიყენება ყველა ის ელემენტი, რომელიც გამოიყენება მიმწოდებელ სავენტილაციო სისტემებში: ფალტრები, კალორიფერები, ვენტილატორები, ჰაერსაღწენები და სხვა. სავენტილაციო სისტემებისაგან განსხვავებით ჰაერით სათბობი სისტემების ჰაერსაღწენებში გადაადგილება უფრო დაბალი სიჩქარის და მაღალი ტემპერატურის ჰაერი. ეს გარემოება კი ჰაერით სათბობ სისტემებში იწვევს შემდეგ თავისებურებებს: ცხელი ჰაერი თავისი მოძრაობის გზაზე ცივდება, რის გამოც იზრდება ჰაერის მოძრაობის რეჟიმზე გრავიტაციული ძალების გავლენა. ეს კი თავის მხრივ იწვევს გათბობის მდგრადობის შემცირებას.

ცენტრალური ჰაერით სათბობ სისტემებში (განსაკუთრებით კი მრავალსართულიან შენობებში) მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული როგორც ჰაერსაღწენში ჰაერის გაცივება, ასევე ბუნებრივი საციკლაციო წნევის გავლენა ჰაერის ხარჯზე. ჰაერის გაცივების გათვალისწინების მიზნით საჭიროა ჩატარდეს ჰაერსაღწენების თბური გაანგარიშება, რის საფუძველზე დაუუსტდება ჰაერის ხარჯი და საწყისი ტემპერატურა.

ჰაერსაღწენების თბური გაანგარიშება. [სიგრძის ჰაერსაღწენის კედლებიდან თბური ნაკადის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{გა}} = q l, \quad (9.43)$$

სადა q არის თბური ნაკადის სიდიდე 1 მეტრი სიგრძის ჰაერსაღწენის კედლებიდან და იგი ტოლია

$$q = kF (t_{\text{სა}} - t_{\text{ა}}) = \frac{t_{\text{სა}} - t_{\text{ა}}}{R_1}, \quad (9.44)$$

სადა R_1 არის თბოგადაცემის წინააღობა, ჰაერსაღწენში გამავალი ჰაერიდან $t_{\text{სა}}$ ტემპერატურით, სათავისი ჰაერისადმი.

მეორე მხრივ, I სიგრძის ჰაერსადენში ჰაერის მოძრაობის დროს გარემოსადმი (სათავსის ჰაერისადმი) გადაცემული სითბოს რაოდენობა

$$q = G_{\text{ჰაერ}} c (t_{\text{სან}} - t_{\text{საბ}}), \quad (9.45)$$

სადაც $G_{\text{ჰაერ}}$ — არის სათავსის გასათბობად საჭირო ჰაერის რაოდენობა, კგ/სთ;

$t_{\text{სან}}$ — ჰაერსადენის დასაწყისში ცხელი ჰაერის ტემპერატურა.

$t_{\text{საბ}}$ — სათავსში მიწოდებული ჰაერის ტემპერატურა.

(9.45) განტოლების საფუძველზე შეგვიძლია დავადგინოთ ჰაერის საწყისი ტემპერატურა. როდესაც ცნობილია სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა ან, პირიქით, თუ ცნობილია ჰაერის საწყისი ტემპერატურა, დავაზუსტოთ სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის ტემპერატურა.

(9.5) განტოლებიდან შეიძლება მივიღოთ გამოსახულება, რომლის საშუალებითაც განისაზღვრება ჰაერსადენის დასაწყისში ცხელი ჰაერის ტემპერატურა.

$$t_{\text{სან}} = t_{\text{ა}} + \frac{Q_{\text{სათ}} + (1 - \eta) Q_{\text{გაუ}}}{G_{\text{სათ}}} (t_{\text{საბ}} - t_{\text{ა}}), \quad (9.46)$$

სადაც $Q_{\text{გაუ}}$ სითბოს ის რაოდენობაა, რომელსაც გადასცემს I სიგრძის ჰაერსადენი გარემოს $t_{\text{საბ}}$ საწყისი ტემპერატურის დროს და შეიძლება გამოთვლილ იქნას (9.43) და (9.44) ფორმულების საფუძველზე.

$\eta - Q_{\text{გაუ}}$ -დან სითბოს ის წილია, რომელიც გამოიყოფა გასათბობ სათავსში.

ჰაერსადენში ცხელი ჰაერის დაზუსტებული რაოდენობა იქნება

$$G_{\text{ჰაერ}} = \frac{Q_{\text{სათ}} + (1 - \eta) Q_{\text{გაუ}}}{c (t_{\text{სან}} - t_{\text{ა}})}. \quad (9.47)$$

მაგალითი 9. 8. განვსაზღვროთ გაუმთბარ სათავსში გაყვანილ ჰაერსადენში ჰაერის საწყისი ტემპერატურა, თუ ჰაერსადენის სიგრძე 10 მ-ია, თბოგადაცემის თერმული წინაღობა $R_1 = 0,23 \text{ მ}^2 \text{ } ^\circ\text{K} / \text{ვტ}$, ხოლო ჰაერის ხარჯი $600 \text{ მ}^3/\text{სთ}$. ჰაერსადენის საშუალებით სათავსს მიეწოდება $Q_{\text{სათ}} = 7 \text{ კვტ}$ სითბოს რაოდენობა. სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{ა}} = 16^\circ\text{C}$.

სათავისის გასათბობად საჭირო ცხელი ჰაერის ტემპერატურა გამოითვლება (9.5) ფორმულით

$$t_{\text{ცხ}} = 16 + \frac{7 \cdot 3600 \cdot 10^3}{1005 \cdot 1,076 \cdot 600} = 16 + 39 = 55^{\circ}\text{C}.$$

თბური ნაკადის სიდიდე, რომელსაც გასცემს 1 მ სიგრძის ჰაერსადენი, როდესაც $t_{\text{სა}} = t_{\text{ცხ}}$, (9.44) ფორმულის თანახმად იქნება

$$q_1' = \frac{55 - 16}{0,23} = 170 \text{ ვტ/მ}.$$

(9.46) ფორმულის მიხედვით ვსაზღვრავთ ჰაერის ტემპერატურას ჰაერსადენის დასაწყისში, როდესაც $\eta = 0$,

$$t'_{\text{სა}} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 170 \cdot 10}{7 \cdot 10^3} (55 - 16) = 16 + 48,5 = 64,5^{\circ}\text{C}.$$

თბური ნაკადის დაზუსტებული მნიშვნელობა, როდესაც $t_{\text{სა}} = \frac{64,5 + 55}{2} = 60^{\circ}\text{C}$, გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{გა}} = \frac{60 - 16}{0,23} \cdot 10 = 1913 \text{ ვტ}.$$

ჰაერის ნამდვილი ტემპერატურა ჰაერსადენის დასაწყისში იქნება.

$$t_{\text{სა}} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 1913}{7 \cdot 10^3} (55 - 16) = 66^{\circ}\text{C},$$

ე. ი. ცხელი ჰაერი 10 მ სიგრძის ჰაერსადენში ცივდება 11°C -ით.

ჰაერის არასასურველი გაცივების თავიდან ასაცილებლად ჰაერსადენებს, როდესაც ისინი გაყვანილია გაუმთბარ სათავსებში, უკეთ-დებათ თბოიზოლაცია.

ჰაერსადენების აეროდინამიკური რეჟიმში. გათბობის სეზონის განმავლობაში ჰაერსადენებსა და სათავსებში გამუდმებით იცვლება წნევა, რაც გამოწვეულია გარე და ცხელი ჰაერის ტემპერატურების, ქარის მიმართულებების და მოძრაობის სიჩქარის, ჰაერცლის ინდივიდუალური რეგულირების ცვლილებით. წნევის ცვლილების გამო ადგილი აქვს სათავსებში ჰაერის საანგარიშო ხარჯების გადანაწილებას. ეს კი თავის მხრივ იწვევს გათბობის სისტემის თბურ განრეგულირებას.

სათავისის თბური რეჟიმის უზრუნველსაყოფად მასში მიწოდებული ჰაერის ფაქტიური $G_{\text{ფ}}$ ხარჯი შეიძლება იყოს მეტი გათბობისათვის საჭირო ჰაერის საანგარიშო $G_{\text{გა}}$ ხარჯზე, მაგრამ იგი თავისი

მნიშვნელობით ძალიან უნდა უახლოვდებოდეს ჰაერის საანგარიშო ხარჯს. ამისათვის საჭიროა ჰაერსადენებში ჰარბი წნევის ცვლილების შეზღუდვა.

ჰაერსადენში ჰაერის მექანიკური გადაადგილების დროს აეროდინამიკური დამოკიდებულება წნეეასა და ჰაერის ხარჯს შორის გამოისახება ტოლობით

$$\frac{P + \Delta P}{P} = \left(\frac{G_{\text{ფ}}}{G_{\text{გათ}}} \right)^2, \quad (9.48)$$

სადაც P არის ჰაერსადენში ჰაერის ჰარბი წნევა (სათავსის ჰაერის მიმართ), რომელსაც ქმნის ვენტილატორი, რომ სათავსს მიაწოდოს $G_{\text{გათ}}$ რაოდენობის ჰაერი;

ΔP — დამატებითი ჰარბი წნევა, რომელიც წარმოიქმნება ჰაერსადენში ზემოთ განხილული ფაქტორების ზემოქმედებით და რომელიც იწვევს ჰაერსადენში ჰაერის ხარჯის გაზრდას $G_{\text{ფ}}$ სიდიდემდე.

ჰაერის ფაქტიური რაოდენობის $G_{\text{ფ}}$ ფარდობა ჰაერის საანგარიშო $G_{\text{გათ}}$ ხარჯთან წარმოადგენს ცენტრალური ჰაერით სათბობა სისტემის აეროდინამიკური განრეგულირების მახასიათებელს. თუ ამ ფარდობას აღვნიშნავთ $K_{\text{გან}}$ ასოთი და (9.48) განტოლებას ამოვსნით ვენტილატორის მიერ შექმნილი ჰარბი წნევის მიმართ, მივიღებთ, რომ

$$P = \frac{\Delta P}{K^2 - 1}, \quad (9.49)$$

სადაც განრეგულირების მახასიათებელი $K_{\text{გან}} = \frac{G_{\text{ფ}}}{G_{\text{გათ}}}$ გვიჩვენებს

ერის ფაქტიური ხარჯის გადახრას მისი საანგარიშო მნიშვნელობიდან ΔP წნევის გავლენით.

ცხადია, რომ რაც უფრო ახლოა $K_{\text{გან}}$ სიდიდე ერთთან, მით უფრო მუდმივია ჰაერსადენის აეროდინამიკური რეჟიმი და ჰაერის განაწილება. ამ დროს სათავსის ჰაერის ტემპერატურის გადახრა მისი საანგარიშო მნიშვნელობისაგან იქნება მცირე.

გამოვსანით განრეგულირების მაჩვენებელი ტემპერატურების საშუალებით. ამისათვის ჰაერის ფაქტიური ხარჯი გამოვსახოთ (9.2) ფორმულის საშუალებით

$$G_{\text{ფ}} = - \frac{\sum kF [(t_a + \Delta t_a) - t_a]}{c [t_{\text{ფ}} - (t_a + \Delta t_a)]}, \quad (9.50)$$

სადაც K და F არის გარე შემომზღული კონსტრუქციების თბოგადაცემის კოეფიციენტი და ფართობი;

Δt_2 — სათავსის ჰაერის ტემპერატურული ნამატი, რაც გამოწვეულია ჰაერის საანგარიშო $G_{\text{გათ}}$ ხარჯის გაზრდით მის ფაქტიურ მნიშვნელობამდე, $G_{\text{გ}} \cdot \Delta t_2$.

თუ ანალოგიური ფორმულის საშუალებით გამოვსახავთ ჰაერის საანგარიშო ხარჯს და ჩავსვათ $K_{\text{გაფ}}$ -ის გამოსახულებაში, მაშინ ვცირეოდენი გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ

$$K_{\text{გაფ}} = \frac{G_{\text{გ}}}{G_{\text{გათ}}} = \frac{(t_2 - t_3) + \Delta t_2}{t_2 - t_3} \cdot \frac{t_{\text{ცხ}} - t_3}{(t_{\text{ცხ}} - t_2) - \Delta t_2} \quad (9.51)$$

განრეგულირების $K_{\text{გაფ}}$ მახასიათებელი შეიძლება გაეაქცელოს შენობის ჰაერის სათბობი მთელი სისტემისათვის კონკრეტულ კლიმატურ პირობებში, თუ გარკვეული სიდიდით შევზღუდავთ ჰაერის ტემპერატურის გაზრდას მისი საანგარიშო მნიშვნელობიდან. ჰაერის ტემპერატურის ზრდის შეზღუდვა უმთავრესად ხდება ყველაზე არახელსაყრელი სათავსისათვის. მრავალსართულიანი შენობის ჰაერით გათბობის დროს ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში იმყოფება ზემო სართულის სათავსები. სწორედ ამ სათავსებს მიეწოდება საანგარიშოზე უფრო მეტი ჰაერის რაოდენობა, რომელიც გამოწვეულია ჰაერსადენში დამატებითი ჰიდროსტატიკური წნევის ზემოქმედებით.

ჰაერსადენებში დამატებითი ჰარბი წნევის სიდიდე განისაზღვრება შენობის სიმაღლით და შენობის კლიმატური ადგილმდებარეობით. ვერტიკალურ ჰაერსადენებში მაქსიმალური დამატებითი ჰიდროსტატიკური წნევა ზემო სართულის სათავსისათვის ტოლია საანგარიშო პირობებში აეროსტატიკური (ჰიდროსტატიკური) წნევების სხვაობისა შენობის გარეთ და ჰაერსადენების შიგნით

$$\Delta P = g h_{\text{გაფ}} (\rho_3 - \rho_{\text{ცხ}}). \quad (9.52)$$

მაგალითი 9.10. განვსაზღვროთ ის ჰარბი წნევა, რომელიც უნდა შექმნას ვენტილატორმა ცენტრალური ჰაერით სათბობი სისტემის ვერტიკალურ ჰაერსადენებში, თუ იგი სათავსს აწოდებს $t_{\text{ცხ}} = 40^\circ\text{C}$ ტემპერატურის ჰაერს. შენობის სიმაღლე $h_{\text{გაფ}} = 25$ მ; სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_3 = 20^\circ\text{C}$; ზემო სართულების სათავსებში დასაშვებია ტემპერატურის გაზრდა 2°C -ით.

(9.51) ფორმულის საშუალებით ვსაზღვრავთ განრეგულირებას მახასიათებელს

$$K_{გ.გ} = \frac{20 + 15 + 2}{20 + 15} \frac{40 - 20}{40 - 20 - 2} = 1,175.$$

ეს იმას გვიჩვენებს, რომ საჭირო ტემპერატურული რეჟიმის დასამყარებლად ზემო სართულის სათავსებს შეიძლება მივაწოდოთ ჰაერის რაოდენობა, რომელიც მის საანგარიშო მნიშვნელობას არ უნდა აღემატებოდეს 17,5%-ზე მეტად.

ამ სათავსებისათვის ვერტიკალურ ჰაერსადენებში წარმოქმნილი დანატებითი ჰარბი წნევის სიდიდე (9.52) ფორმულის მიხედვით შეადგენს

$$\Delta P = 9,81 \cdot 25 (1,368 - 1,128) = 59 \text{ პა.}$$

ჰარბი წნევა, რომელსაც ვერტიკალურ ჰაერსადენებში ჰმნის ვენტილატორი, გამოითვლება (9.49) ფორმულით

$$P = \frac{59}{1,175^2 - 1} = 155 \text{ პა.}$$

გაანგარიშება გვიჩვენებს, რომ მოცემული პირობების დასამყარებლად სათავსებში საჭიროა ჰაერით სათბობი სისტემის ვერტიკალურ ჰაერსადენებში დავამყაროთ, აეროდინამიკური რეჟიმი, რომელიც ხასიათდება ამ ჰაერსადენებში გათბობის მთელი სეზონის განმავლობაში ჰარბი წნევის ცვლილებით 155-დან $155 + 59 = 214$ პა-მდე.

ჰაერით სათბობ ცენტრალურ სისტემებში მნიშვნელოვანი ჰარბი წნევის შენარჩუნება შესაძლებელია, თუ მოვაწყობთ მჭიდრო ჰაერსადენებს (მაგალითად, ფურცლოვანი ფოლადისაგან), გარდა ამისა, გამოვიყენებთ ხმაურჩამშლმიან გაზრდილი აეროდინამიკური წინააღობის ჰაერმანაწილებელ სარქვლებს. ეს კი თავის მხრივ გავლენას ახდენს ჰაერით სათბობი სისტემის ღირებულებაზე. გარდა ამისა, სისტემის ექსპლუატაციის დროს იზრდება ელექტროენერგიის ხარჯი, იმისათვის, რომ ჰაერსადენებში გაიზარდოს წნევა. ამიტომ ჰაერით სათბობი ცენტრალური სისტემების შერჩევის დროს აეროდინამიკურ და თბურ გაანგარიშებასთან ერთად უნდა ჩატარდეს ეკონომიკური გაანგარიშებაც, რომელიც ითვალისწინებს კონკრეტული სისტემის როგორც დადებით, ასევე უარყოფით მახასიათებლებს.

სამოქალაქო ზენობების შესასვლელებში ეწყობა დაბალსიჩქარიანი ($v \leq 5 \text{ მ/წმ}$) საპაერო-თბური ფარდები. მათი დანიშნულებაა ზენობაში შესასვლელი გარე კარების გაღების დროს ზენობაში შემოჭრილი ცივი ჰაერის შეთბობა.

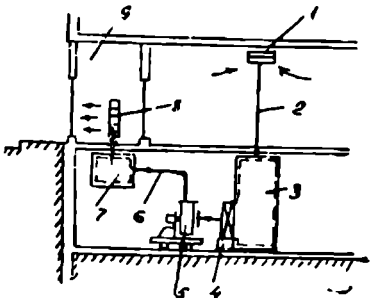
საპაერო-თბური ფარდები ეწყობა ადგილობრივი (ნახ. 9.1, ა) ან ცენტრალური (ნახ. 9.2, ა) ჰაერით გათბობის სისტემის სარეცირკულაციო დანადგარის საშუალებით, რომელშიც ჰაერის შეთბობა ხდება არა უმეტეს 50°C -ისა. ჰაერის უფრო მეტად შეთბობა დაუშვებელია, რადგანაც იგი უშუალოდ ზემოქმედებს ზენობაში შემოსულ ადამიანებზე.

9.14 ნახაზზე ნაჩვენებია საპაერო-თბური ფარდის არხიანი კონსტრუქცია (კონსტრუქცია ნაჩვენებია 1 და სარდაფის სართულების კრილზე). სათავის ზემო ზონიდან ჰაერი ღიობის 1 და არხის 2 საშუალებით მიეწოდება მიმღებ საკანს 3, რომელსაც შიგა მხრიდან უკეთდება ხმაურჩამშობი მოპირკეთება. კალორიფერში 4 შეთბობის შემდეგ ჰაერი ენტილატორის 5 საშუალებით, ჰაერსადენის 6 გავლით მიეწოდება ჰაერმანაწილებელ საკანს 7, რომელსაც შიგა მხრიდან, მიღები საკნის 3 მსგავსად, უკეთდება ხმაურჩამშობი მოპირკეთება. ანერმანაწილებელი საკნიდან ჰაერი მიეწოდება ტამბურის (შესასვლელის) ქვედა ზონაში (იატაკიდან 1,5 მეტრამდე). ჰაერის მიწოდება წარმოებს შესასვლელი კარების ორივე (მარჯვენა და მარცხენა) მხარეზე ჰაერმიწოდებელი გისოსის 8 საშუალებით. ამ გისოსის დაკონსტრუქცირება ხდება ისე, რომ ცხელ ჰაერს ცივ ჰაერთან უკეთ შერევის მიზნით საშუალება ჰქონდეს იატაკის პარალელურად გადაადგილებისა კარების მოძრაობის მიმართულებით.

$t_{\text{ც}}$ ტემპერატურის ჰაერის რაოდენობა, რომელიც საჭიროა საპაერო-თბური ფარდის შესაქმნელად. გამოითვლება ფორმულით

$$G_{\text{ფ}} = G_{\text{ფკ}} \frac{t_{\text{ა}} - t_{\text{ა}}}{t_{\text{ც}} - t_{\text{ა}}}, \quad (9.53)$$

სადაც $G_{\text{ფკ}}$ არის ზენობაში გარე შესასვლელიდან შემოსული ცივი ჰაერის რაოდენობა, კგ/სთ.



ნახ. 9.14.

შენობაში შემოჭრილი ჰაერის რაოდენობა დამოკიდებულია შენობის შეიგნით და გარეთ წხევათა სხვაობაზე და შემომზღუდი კონსტრუქციების ჰაერშელწვეადობის წინალობის სიდიდეზე. წხევათა სხვაობა შენობის შიგა და გარე მხარეებს შორის წარმოიქმნება შენობასე ქარის და გრავიტაციული ძალების ერთობლივი ზემოქმედების შედეგად. გარდა ამისა, შენობის შიგნით ჰიდროსტატიკურ (აეროსტატიკურ) წნევაზე შეიძლება გავლენას ახდენდეს აგრეთვე საჰაერო დებანსი, რომელიც წარმოიქმნება ვენტილაციის მოქმედების დროს.

ცნობილია, რომ გარე ჰაერის დაბალი ტემპერატურის დროს მცირდება მისი მოძრაობის სიჩქარე. მრავალწლიანი დაკვირვებით გამოირკვა, რომ სსრ კავშირის შუა ზოლისათვის, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა —15 ÷ —21°C ფარგლებშია. ქარის მოძრაობის სიჩქარე ქალაქებში დედამიწიდან 50—75 მ სიმაღლეზე არ აღემატება 3,9—4,5 მ/წმ, ხოლო როდესაც ტემპერატურა —21 ÷ 30°C ფარგლებშია, მაშინ ქარის მოძრაობის სიჩქარეა 3,4—4 მ/წმ. ქარის მოძრაობის ასეთი სიჩქარეების დროს წნევათა სხვაობა, წარმოქმნილი ქარის ზემოქმედებით, შენობათა შესასვლელებში უმნიშვნელო სიდიდეა (შენობის ქარპირა მხარესაც კი). ამ დროს ძირითადად მხედველობაში ვლდებულობთ გრავიტაციული ძალების ზემოქმედებით წარმოქმნილ წნევათა სხვაობას, რომელიც შენობათა შესასვლელების შუა ნაწილისათვის მიახლოებით გამოირთვლება ფორმულით

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,5g (h_{\Sigma} + 2h_{\text{სართ}} - h_{\text{კარ}}) (\rho_{\text{გ}} - \rho_{\text{ვ}}), \quad (9.54)$$

სადაც h_{Σ} არის შენობის სიმაღლე დედამიწის ზედაპირიდან კიბის უჯრედის ზემო ნაწილამდე;

$h_{\text{სართ}}$ — ერთი სართულის სიმაღლე;

$h_{\text{კარ}}$ — შესასვლელი კარების სიმაღლე.

წნევათა სხვაობის გამო შენობის შესასვლელში კარების გაღების დროს წარმოიქმნება ცივი ნაკადი, რომლის სიჩქარეც დამოკიდებულია შესასვლელის კონსტრუქციის ჰაერშელწვეადობის წინალობაზე. თუ უგულვებლევყოფთ შესასვლელის კონსტრუქციის კედლებზე ხახუნის წინალობის და შესასვლელის წინალობას, ჩვეულებით ადგილობრივი წინალობის კოეფიციენტის პროპორციულად, მაშინ

$$\Delta P_{\Sigma} = (1 + \xi_{\Sigma}) \frac{\rho_{\text{გ}} v_{\Sigma}^2}{2} = (1 + \xi_{\Sigma}) \frac{f_{\Sigma}^2}{2\rho_{\text{გ}}}, \quad (9.55)$$

სადაც ξ_{Σ} არის შესასვლელი კარების გაღებისას ლიობში ჰაერის ცივი ჰაერის ნაკადის სიჩქარე, მ/წმ;

$\xi_{\text{ეს}}$ - შესასვლელის კონსტრუქციის ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტი;

$j_{\text{ეს}}$ — 1 მ³ ლიობიდან შემოქრილი ცივი ჰაერის კუთრი ნაკადის სიდიდე, კგ/წმ. მ³;

(9.55) ფორმულიდან ცივი ჰაერის კუთრი ნაკადის სიდიდე იქნება

$$j_{\text{ეს}} = \left(\frac{2\rho_{\text{გ}} \Delta P_{\text{ეს}}}{1 + \xi_{\text{ეს}}} \right)^{0,5} = \mu_{\text{ეს}} (2\rho_{\text{გ}} \Delta P_{\text{ეს}})^{0,5}, \quad (9.56)$$

სადაც $\mu_{\text{ეს}} = (1 + \xi_{\text{ეს}})^{-0,5}$ არის ჰაერის ხარჯის კოეფიციენტი.

ჰაერის ხარჯის კოეფიციენტის შემცირებით იზრდება შესასვლელის კონსტრუქციის ჰაერშეღწევადობის წინაღობა. ამიტომ შესასვლელის კონსტრუქციული ცვლილებით შეგვიძლია მასში შემოქრილი ცივი ჰაერის რაოდენობის შემცირება. თუ შესასვლელში მოვაწყობთ ორმაგ განცალკევებულ კარებს, მათ შორის ტამბურით, მაშინ მისა ჰაერშეღწევადობა შეგვიძლია შევამციროთ 30%-ით, თუ მოვაწყობთ სამმაგ კარებს, მაშინ ცივი ჰაერის რაოდენობა შემცირდება 2-ჯერ, ხოლო თუ შესასვლელში მოვაწყობთ საბრუნ კარებს, მაშინ შემოქრილი ცივი ჰაერის რაოდენობა შემცირდება დაახლოებით 7—7,5-ჯერ.

მრავალსართულიანი შესობებისათვის დამახასიათებელია შესასვლელი კარების ხშირი გაღება. ზოგიერთ შემთხვევაში ეს კარები სულღიაა (მაგალითად, მსხვილ მაღაზიებში). მაშინ (9.56) ფორმულით გამოთვლილი ცივი ჰაერის კუთრი ნაკადი გამოსახავს უკვე საჰაერო-თბური ფარდის სიმძლავრეს. სხვა დანარჩენ შემთხვევაში საჰაერო-თბური ფარდის სიმძლავრე მცირდება 1 საათის განმავლობაში ჰაერის ცივი ნაკადის შემოჭრის პროპორციულად. ამიტომ საჰაერო-თბურა ფარდის სიმძლავრის შესარჩევად საჭიროა ვიცოდეთ დროის ის მთლიანი რაოდენობა, რომლის განმავლობაშიც შესასვლელი კარები რჩება გაღებულნი. თუ გვეცოდინება 1 საათის განმავლობაში შენობაში შემოსული ადამიანების რაოდენობა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ შესასვლელში შემოქრილი ცივი ჰაერის რაოდენობა, $G_{\text{ეს}}$ კგ/სთ,

$$G_{\text{ეს}} = 0,9 j_{\text{ეს}} F_{\text{კარ}} \tau_{\text{კარ}} N, \quad (9.57)$$

სადაც $F_{\text{კარ}}$ არის კარების ერთი გაღებული ალათის ფართობი, მ²;

$\tau_{\text{კარ}}$ — კარების გაღების ეკვივალენტური დრო ჰაერშეღწევადობის მიხედვით; ერთმაგ კარებში თითო ადამიანის შესვლის დრო, $\tau_{\text{კარ}} = 2$ წმ; ორმაგ კარებში შესვლისას — $\tau_{\text{კარ}} = 1,5$ წმ; სამმაგ კარებში შესვლისას, $\tau_{\text{კარ}} = 1 \div 1,2$ წმ;

N — ადამიანების რაოდენობა, რომლებიც გაივლიან შესასვლელში 1 სთ-ის განმავლობაში.

საპერო-თბური ფარდის სარეცრკულაციო დანადგარის კალორიფერის თბური სიმძლავრე ტოლია იმ სითბოს რაოდენობისა, რომელიც საჭიროა გარედან შემოჭრილი ჰაერის ცივი ნაკადის შესათბობად

$$Q_{\text{გ}} = Q_{\text{გს}} = G_{\text{გს}} c (t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}). \quad (9.58)$$

ზოგიერთ შემთხვევაში შესასვლელთან ახლო მდებარე სათავსების ვენტრაციის მიზნით საპერო თბური ფარდისათვის ჰაერის მიღება წარმოებს გარედან. ამ დროს იზოდება სითბოს ხარჯი კალორიფერში და იგი გამოითვლება ფორმულით

$$Q_{\text{გ}} = G_{\text{გ}} c (t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}). \quad (9.59)$$

მაგალითი 9.11. გავიანგარიშოთ სარეცრკულაციო საპერო-თბური ფარდა, რომელიც ეწყობა ქ. მოსკოვში 9-სართულიანი სასტუმროს შენობის შესასვლელში. თუ სართულის სიმაღლე $h_{\text{სართ}} = 3$ მ, ხოლო შემოსული ადამიანების რაოდენობა 1 საათის განმავლობაში ტოლია 1 000 კაცის, შესასვლელში მოწყობილია სამმაგი კარები, რომლებიც ერთმანეთის მიმართ განლაგებულია 90° -იანი კუთხით. ალათების ზომებია — $0.8 \times 2,5$ მ. კარებებს შორის მოწყობილია ორი ტამბური.

შესასვლელში წნევათა სხვაობა, როდესაც $t_{\text{გ}} = -2,5^{\circ}\text{C}$, გამოითვლება (9.54) ფორმულით

$$\Delta P_{\text{გს}} = 0,5 \cdot 9,81 (3 \cdot 9 + 2 \cdot 3 - 2,5) (1,423 - 1,205) = 32,6 \text{ პა.}$$

(9.56) ფორმულის თანახმად, ცივი ჰაერის კუთრი ნაკადი შეადგენს

$$j_{\text{გს}} = \left(1,423 \frac{2 \cdot 32,6}{1 + 2,8} \right)^{0,5} = 4,4 \text{ კგ/წმ.მ}^2.$$

შენობაში შემოჭრილი ცივი ჰაერის რაოდენობა (9.57) ფორმულის მიხედვით იქნება

$$G_{\text{გს}} = 0,9 \cdot 4,4 \cdot 0,8 \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1000 = 8710 \text{ კგ/სთ.}$$

(9.58) ფორმულით ვანგარიშობთ ფარდის თბურ სიმძლავრეს ანუ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა შემოჭრილი ცივი ჰაერის შესათბობად

$$Q_{\text{გ}} = 8710 \cdot 1005 (20 + 25) : 3600 = 109,4 \cdot 10^3 \text{ ვტ.}$$

$t_{\text{გ}} = 50^{\circ}\text{C}$ ტემპერატურამდე გამთბარი ჰაერის რაოდენობა, რომელიც საჭიროა საპერო თბური ფარდისათვის, გამოითვლება (9.53) ფორმულით

$$G_{\text{გ}} = 8710 \frac{20 + 25}{50 - 20} = 13065 \text{ კგ/სთ ან } \frac{63065}{1,098} = 11900 \text{ მ}^3/\text{სთ.}$$

X თ ა ვ ი. პანელურ-სხივური სათბობი სისტემები

§ 10. 1. სხივური სათბობი სისტემების თავისებურებანი

სხივურს უწოდებენ გათბობის ისეთ სისტემებს, რომლებშიც ჩვეულებრივ სათბობი ხელსაწყოების (რადიატორები, კლაკნილები და სხვ.) ნაცვლად სათავსების გასათბობად გამოიყენება გასათბობი სათავსის რომელიმე (ვერის, იატაკის ან კედლების) შემომზღული კონსტრუქციის ერთი ნაწილი, რომელსაც ბრტყელი ზედაპირი აქვს და რომელსაც სათბობ პანელს უწოდებენ. სათბობი პანელები იკვებება თბოშემცველით (უმეტესად წყლით), რომელიც მოძრაობს სათბობი პანელის სისქეში განლაგებული (თითბერის, ფოლადის, მინის და სხვ.) მილებისაგან დამზადებულ კლაკნილებში ან რეგისტრებში.

სხივური სათბობი პანელები (რადგანაც მათ ბრტყელი ზედაპირები აქვთ) სათავსის ჰაერს, ავეჯს და შემომზღული კონსტრუქციების ზედაპირებს სითბოს უმეტეს ნაწილს გადასცემენ სხივური სითბოს სახით (თუჩისა და ფოლადის სათბობი ხელსაწყოების გამოყენებისას კი სითბოს უმეტესი ნაწილის გადაცემა ხდება კონვექციით), რის კაშპოც შემომზღული კონსტრუქციების ყველა შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა უმეტეს შემთხვევაში სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე (1—2°-ით) მეტია. ამასთანავე, სათავსის შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურები სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას უფრო მეტია, ვიდრე კონვექციური სათბობი სისტემების გამოყენებისას, რაც ერთ-ერთი უმთავრესი უპირატესობაა სხივური სათბობი სისტემებისა. რადგანაც ზედაპირების მაღალი ტემპერატურისას ადამიანის ორგანიზმი ხაკლები სითბოს რაოდენობას კარგავს გამოსხივებით (რაც კარგად მოქმედებს ადამიანის გუნება-განწყობაზე). ამის გამო, საჭირო ხდება ადამიანის ორგანიზმის მიერ სითბოს კარგვის გაზრდა კონვექციით, რასაც აღწევენ სათავსის ჰაერის ტემპერატურის შემცირებით. დაბალი ტემპერატურის ჰაერით სუნთქვა უფრო სასიამოვნოა და, გარდა ამისა, როგორც ფიზიოლოგები ამტკიცებენ, უფრო სასარგებლოც.

სხივური სათბობი სისტემები (იმისდა მიხედვით, თუ სათავსის რომელ კონსტრუქციაშია განლაგებული სათბობი პანელი) შეიძლება

იყოს ჰერის, იატაკის და კედლის (ეს უკანასკნელი შეიძლება იყოს გარე კედელში, ტიხრებში, რაფის ქვეშ ან პლინთუსური). ჰერის სნივურ სათბობ სისტემებში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა შეადგენს მთელი გამოყოფილი სითბოს 75—80%-ს. კედლის სხივურ სათბობ სისტემებში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა კაცილებით ნაკლებია და სათბობი პანელის სიმაღლის მიხედვით შეადგენს მთელი გამოყოფილი სითბოს 30—60%-ს. აქედან ზედა ზღვარა შეესაბამება მაღალ პანელებს, ქვედა კი — 1 მეტრზე ნაკლები სიმაღლის სათბობ პანელებს. ამრიგად, იატაკში განლაგებული სათბობი პანელების მთლიან თბოგადაცემაში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა ნაკლებია კონვექციით გაცემულ სითბოს რაოდენობასთან შედარებით. მაგრამ ყველა ზემოთ ჩამოთვლილ სისტემას, მათი კონსტრუქციული შესრულებისა და სათავსების გათბობის ხერხების მსგავსების გამო, მაინც უწოდებენ პანელურ-სხივურ სათბობ სისტემებს.

ამასთან, იგულისხმება, რომ სხივური შეიძლება ეწოდოს პანელური გათბობის ყველა იმ სისტემას, რომლის გამოყენების დროსაც სათავსის ყველა გარე და შიგა ზემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების (სათბობი პანელის ზედაპირის ჩათვლით) საშუალო ტემპერატურა მეტია ამავე სათავსის შიგა ჰერის ტემპერატურაზე, ანუ, როცა

$$T_{\text{შ.სა}} > t_{\text{ჰ}}$$

სადაც $T_{\text{შ.სა}}$ არის მთლიანად ყველა შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა °C-ობით;

$t_{\text{ჰ}}$ -- სათავსის ჰერის ტემპერატურა, °C-ობით.

პანელურ-სხივური სათბობი სისტემები პირველად გამოიყენეს რუსეთში ჩენი საუკუნის დასაწყისში.

ცნობილია, რომ 1905 წელს ინჟინერ-ტექნოლოგმა ვ. იახიმოვიჩმა წამოაყენა წინადადება იატაკისა და კედლების კონსტრუქციებში ჩვეტარებინათ მილებისაგან დამზადებული კლაკნილები და რეგისტრები, რომლებშიც იმორჩავენდა ორთქლი და რომელსაც მან ორთქლებტონის პანელური გათბობა უწოდა.

1907—1911 წწ. ქ. სარატოვში სადგურ რტიშჩევოში და სხვა ქალაქებში ინჟინერ ვ. იახიმოვიჩის მიერ განხორციელდა ოცზე მეტა საზოგადოებრივი დანიშნულების (საავადმყოფოები, სკოლები და სხვ.) შენობების გათბობა ორთქლ-ბეტონის პანელური სისტემებით.

წარმატებით გამოყენების მიუხედავად, მეფის რუსეთში ამ სისტემებმა დიდი გავრცელება ვერ პოვეს, რაც გაპირობებული იყო ამ სისტემებისათვის დამახასიათებელი რიგი ტექნიკური სიძნელეებით და აგრეთვე იმდროინდელი საშენებლო ტექნიკის ჩამორჩენილობით.

პანელური გათბობის შექმნის იდეა საზღვარგარეთ წარმოიშვა დაახლოებით იმავე პერიოდში, რაც რუსეთში. ცნობილია, რომ 1907 წელს ინგლისელმა ინჟინერმა ბარკერმაც მიიღო პატენტი ბრტყელ-ზედაპირიანი პანელური გათბობის სისტემების მოწყობაზე.

პირველ ხანებში ვერც საზღვარგარეთ გავრცელდა ეს სისტემები, რადგანაც არ ჰქონდათ საკმარისი გამოცდილება ასეთი სისტემების მონტაჟისა და მათი მუშაობის შესაძლო ხანგრძლივობის შესახებ. გარდა ამისა, იმის შიშმა, რომ ბეტონში ჩატანებულმა მილებმა მათი თბური დაგრძელებისას შეიძლება გამოიწვიოს ბეტონის დახეთქვა ან მილების შეერთების კვანძებში ბზარების წარმოშობისას სათაესში წყლის დენა, შეზღუდეს ასეთი სისტემების გამოყენება.

ომით გამოწვეულმა ნგრევამ (1939—45 წწ. ინგლისში) გვიჩვენა, რომ 40 წლის წინათ ბეტონში ჩატანებული მილები გაცილებით უკეთ იყო შენახული, ვიდრე ღიად გაყვანილი მილები იმავე სათაესში. ამ დაკვირვებამ საბოლოოდ გაუფანტა ექვი მშენებლებს და არქიტექტორებს ასეთი სისტემების ვარგისობის და მუშაობის ხანგრძლივობის თაობაზე და 1945 წლიდან ყველა ქვეყანაში დაიწყო პანელურ-სხივურ გათბობის სისტემების ფართო გამოყენება. აღსანიშნავია, რომ თუ ამ პერიოდამდე ამერიკელები თითქმის არ იყენებდნენ ასეთ სისტემებს, ომის შემდგომ პერიოდში დაიწყო მათი სისტემატური გამოყენება როგორც საცხოვრებელი, ისე საზოგადოებრივი დანიშნულების (მცირე და მრავალსართულიან) შენობებში.

საბჭოთა კავშირში ასაწყობი რკინაბეტონისა და მსხვილპანელურ ბინათმშენებლობის განვითარებასთან დაკავშირებით ფართოდ დაიწყეს პანელურ-სხივური გათბობის სისტემების გამოყენება. საკითხი იმის შესახებ, თუ პანელურ-სხივური გათბობის რომელი ნაირსახეობა უნდა იქნეს გამოყენებული ამა თუ იმ დანიშნულების შენობაში, წყდება ისეთი ფაქტორების ერთობლივი გათვალისწინებით, როგორცაა: საოჯახის დანიშნულება, გამოყენებული კონსტრუქციული ელემენტები: სანიტარიულ-ჰიგიენური და ტექნიკურ-ეკონომიკური მოთხოვნები.

ამჟამად მოქმედი სამშენებლო ნორმებისა და წესების თანახმად, კედლებში (ფანჯრის რაფების ქვეშ, ტიხრებში) მოწყობილი პანელური გათბობა მიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნეს მსხვილი პანელებისაგან და მოცულობითი ელემენტებისაგან ასაწყობ საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და სამრეწველო დანიშნულების შენობებში საბავშვო დაწესებულებების (ბავშვთა ბაგები, საბავშვო ბაღები და სხვ.), საცურაო აუზებში, ანგარებში, ვესტიბიულებში, სააბაზანოებში და ა. შ. რეკომენდებულია იატაკში განლაგებული პანელურ-სხივური გათბო-

ბის მოწყობა. ჰერში განლაგებული პანელურ-სხივური გათბობის მოწყობა კი მიზანშეწონილია სამკურნალო დაწესებულებების, საავადმყოფოების და სანატორიუმების უმეტეს (საოპერაციოებში, სამშობიაროებში, ნარკოზის მისაღებ და სხვ.) სათავსებში.

§ 10.2. კონსტრუქციის პირობები კონსტრუქციური და პანელურ-სხივური გათბობისას

კონსტრუქციური გათბობის სისტემების გამოყენებისას სათბობი ხელსაწყოები უმთავრესად ათბობს სათავსის ჰაერს, ხოლო გამთბარი ჰაერი, თავის მხრივ, ათბობს შემომზღულ კონსტრუქციებს. ამიტომ შემომზღული კონსტრუქციების ზედაპირების საშუალო ტემპერატურის სიდიდე ყოველთვის დამოკიდებულია სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე და ჩვეულებრივ მასზე ნაკლებია. მაგალითად, გარე შემომზღული კედლის შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა 5—6°-ით ნაკლებია სათავსის ჰაერის (როცა ეს უკანასკნელი 18—20°) ტემპერატურაზე, ხოლო ფანჯრების ზედაპირების ტემპერატურა კიდევ უფრო ნაკლებია და მათი ტემპერატურა არ აღემატება 6—7°-ს.

ასეთი დაბალი ტემპერატურის ზედაპირებზე ხდება სათავსში მყოფ ადამიანთა მიერ სითბოს ინტენსიური კარგვა გამოსხივებით (რადიაციით), რაც იწვევს ადამიანის ორგანიზმში არასასიამოვნო შეგრძობას.

ადამიანის გუნებ-განწყობა შესაძინებლად უმჯობესდება იმ შემთხვევაში, როდესაც მის მიერ რადიაციით დაკარგული სითბოს რაოდენობა (დაახლოებით ორჯერ) ნაკლებია, ვიდრე კონსტრუქციით დაკარგული სითბოს რაოდენობა. ამის მიღწევა კი შეიძლება შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურის გაზრდითა და სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურის შეძვირებით, რაც, როგორც წინა პარაგრაფიდან ვიცით, შეიძლება განხორციელდეს პანელურ-სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ ჰაერის ტემპერატურის შეძვირების შედეგად, ნაწილობრივ იზრდება ფარდობითი ტენიანობაც, რაც აგრეთვე ხელს უწყობს ადამიანის ვუნებ-განწყობის გაუმჯობესებას.

ამრიგად, ადამიანის გუნებ-განწყობის გასაუმჯობესებლად სათავსებში უნდა შეიქმნას ისეთი პირობები, რომელიც შეესაბამება კოლფორტის რეჟიმს (შეგრძნებას), რაც იმას ნიშნავს, რომ ადამიანის ორგანიზმმა ვერ იგრძნოს ვერც სითბო და ვერც სიცივე, ანუ იყოს თბურ-განურჩევლობაში.

დადგენილია, რომ კედლის პანელურ-სხივური გათბობის პირობებში ადამიანი კარგ გუნებ-განწყობაზეა მაშინ, როდესაც სათავისა-ჰაერის ტემპერატურაა 17,4°, ხოლო კონვექციური სათბობი სისტემების გამოყენებისას მაშინ, როდესაც სათავისა-ჰაერის ტემპერატურაა 19,3°; თუმცა უნდა აღვნიშნოთ, რომ სათავში კონვექციური (მაგალითად, რადიატორების) გათბობის გამოყენების შემთხვევაში თბური კომფორტის შესაქმნელად სათავისა-ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის სიდიდე ერთი და იმავე დანიშნულების სათავებშიც კი მუდმივი სიდიდე არ არის და დამოკიდებულია სათავში არსებული გარე შემომზღული კონსტრუქციების რაოდენობაზე, შემინული ზედაპირების ფართობსა და კლიმატურ რაიონზე, რადგანაც შედარებით მკაცრი კლიმატური პირობებისას ამ ზედაპირს ნაკლები ტემპერატურა აქვს, რაც იწვევს ადამიანის მიერ რადიაციით სითბოს კარგვის გაზრდას და ამის საკომპენსაციოდ საჭირო ხდება შიგა ჰაერის ტემპერატურის გაზრდა, ანუ კონვექციით სითბოს კარგვის შემცირება.

როგორც ჩატარებულმა გაანგარიშებამ დაგვანახვა, საბჭოთა კავშირის ტერიტორიის სხვადასხვა კლიმატური პირობებისათვის საცხოვრებელი სათავების შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა უნდა იცვლებოდეს 17-დან 23°-მდე ზღვრებში.

სათავების პანელურ-სხივური სისტემით გათბობის შემთხვევაში შეიძლება წარმოიქმნას ადამიანის ორგანიზმის ცალკეული ნაწილების ინტენსიური შემოსხივების საშიშროება. ჰიგიენისათვის მიერ დადგენილია, რომ არსებობს ადამიანის ორგანიზმის ადგილობრივი შემოსხივების ზღვარი, რომელიც საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობაში მყოფი ადამიანისათვის დაახლოებით $1 - 1,75$ ვტ/სმ² წთ არ უნდა აღემატებოდეს. იმ შემთხვევაში, თუ პანელურ-სხივური გათბობისას ადამიანთა შემოსხივების სიდიდე ამ ზღვარს აღემატება, საჭიროა სათბობი პანელების ზედაპირების ფართობის გაზრდის ხარჯზე ზედაპირული ტემპერატურის შემცირება.

ამრიგად, პანელურ-სხივური გათბობის სათბობმა პანელებმა (მათი ნორმალური ზედაპირული ტემპერატურისას) უნდა უზრუნველყოს გარე შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების საკმაოდ მაღალი ტემპერატურა და მთლიანად ყველა შიგა ზედაპირის და ჰაერის (მოძრაობის სიჩქარის, ტენიანობის და ტემპერატურის) ურთიერთ სხივურ-კონვექციური თბოგაცვლას შედეგად სათავში შექმნას კომფორტული პირობები.

სათავში კომფორტული პირობების დონის მაჩვენებლად ითვ-

ლება ე. წ. კომფორტის ტემპერატურა, რომელიც ჩვეულებრივ შიგა ჰაერის ნორმატიულ საანგარიშო ტემპერატურაზე 1° -ით ნაკლებია და რომელიც იანგარიშება ფორმულით

$$t_{კომფ} = 0,5 (t_{გ} + t_{თ.სა}). \quad (10.1)$$

სათავის შემომზღული კონსტრუქციების შიგა ყველა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა $t_{თ.სა}$ დამოკიდებულია ცალკეული შემომზღული კონსტრუქციების ზომებზე და ტემპერატურაზე, აგრეთვე სათბობი პანელის $F'_{გ,ა}$ ფართობზე და $t_{გ,ა}$ ტემპერატურაზე, ე. ი. დამოკიდებულია სათავსში სხივურ თბოგაცვლაზე. ამიტომ $t_{თ.სა}$ ტემპერატურის განსაზღვრა შეიძლება მხოლოდ სათბობი პანელის ზომებისა და ტემპერატურის გაანგარიშების შემდეგ.

თუ სათავის სათბობი პანელის ზედაპირის $F'_{გ,ა}$ წილს სათავის მთლიანი შიგა ზედაპირების $F_{გ,თ}$ ფართობთან აღვნიშნავთ $F'_{გ,ა}/F_{გ,თ}$ გამოსახულებით, ხოლო სათავის შიგა ზედაპირების (სათბობი პანელის ფართობის გარეშე) ფართობის წილს $F_{გ,თ} - F'_{გ,ა}$ სათავის მთლიან შიგა ზედაპირების $F_{გ,თ}$ ფართობთან აღვნიშნავთ $F_{გ,თ} - F'_{გ,ა} / F_{გ,თ}$ გამოსახულებით, მაშინ სათავის ყველა შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურა იქნება

$$t_{თ.სა} = \frac{F'_{გ,ა}}{F_{გ,თ}} t_{გ,ა} + \frac{F_{გ,თ} - F'_{გ,ა}}{F_{გ,თ}} t_{თ.სა}, \quad (10.2)$$

სადაც $t_{თ.სა}$ სათავის შიგა შემომზღული ზედაპირების (სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურის გარეშე) საშუალო ტემპერატურაა, რომლის განსაზღვრის მეთოდისა ჩვენ მიერ დაწვრილებით არის განხილული ქვემოთ.

როგორც ჩატარებულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, სათავის ყველა შემომზღული კონსტრუქციის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა ზამთრის პირობებისათვის უნდა იყოს

$$t_{თ.სა} = 29 - 0,57 t_{გ}. \quad (10.3)$$

ამ ტოლობის გამოყენება შეიძლება იმ შემთხვევაში, თუ სათავის ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა 30—50% -ია და თუ სათავსში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატება 0,1 მ/წმ. სათავსში კომფორტის პირობები იქნება, თუ ტოლობა დაკმაყოფილებულია $\pm 1,5^{\circ}$ სიზუსტით.



პანელურ-სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას სათავსების შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურა დამოკიდებულია არა მარტო შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურაზე და შემომზღუდი კონსტრუქციების თბოგადაცემის წინააღმდეგობაზე (როგორც ეს ხდება კონვექციური სათბობი სისტემების გამოყენებისას), არამედ აგრეთვე სათბობ-სხივური პანელის და სათავსის ყველა შემომზღუდ კონსტრუქციას შორის წარმოქმნილ სხივურ თბოცვლაზე. ამიტომ პანელურ-სხივური გათბობისას სათავსების თბოდანაქარების გაანგარიშება იმავე საანგარიშო ფორმულებით, რომლებიც გამოიყენებოდა კონვექციური გათბობისას სათავსების თბოდანაქარების განსაზღვრისას, არ მოგვცემს ზუსტ შედეგებს.

ამიტომ პანელურ-სხივური გათბობისას სათავსების გარე შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან თბოდანაქარების გაანგარიშებისას აუცილებელია წინასწარ განსაზღვროთ შიგა შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურები (კონვექციურ სისტემებში ეს ტემპერატურებები სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ტოლია) ყველა ურთიერთპარალელურად და პერპენდიკულარულად განლაგებულ ზედაპირს შორის არსებული სხივური თბოგაცვლის გათვალისწინებით.

სივრცეში ნებისმიერად განლაგებულ ორ ზედაპირს შორის წარმოქმნილი სხივური თბოგაცვლისათვის კანონიერი იქნება შემდეგი გამოსახულება

$$Q = \epsilon_{\text{თავ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \int_0^{F_1} \int_0^{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2 dF_1 dF_2}{r^2}, \quad (10.4)$$

სადაც $\epsilon_{\text{თავ}}$ გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტია განსახილველი ზედაპირებისათვის;

T_1 და T_2 — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების აბსოლუტური ტემპერატურები °K;

F_1 და F_2 — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების ფართობები, მ² ობით;

β_1 და β_2 — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირებს შორის არსებული სივრცული კუთხეები;

r — სხივის სიგრძე.

$$\frac{1}{\pi} \int_0^{F_1} \int_0^{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2 dF_1 dF_2}{r^2} = \varphi \quad (10.5)$$

უწოდებენ გამოსხივების კუთხურ კოეფიციენტს ან, რაც იგივეა, შემოსხივებულობის კოეფიციენტს. ის დამოკიდებულია თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების ურთიერთგანლაგებაზე, მათ გეომეტრიულ ზომებსა და ფორმაზე.

შემოსხივებულობის კოეფიციენტის რიცხობრივი ზუსტი განსაზღვრა ფორმულით პრაქტიკულად საკმაოდ რთულია და ზოგ შემთხვევაში შეუძლებელიც.

ცალკეულ ზედაპირებს შორის წარმოქმნილ თბოგაცვლის საკითხებზე მუშაობდა საზღვარგარეთის ბევრი სპეციალისტი (აღლამი, კალოუსი, გეტჩისონი, მისენარი, კოლმარი და სხვ.), აღსანიშნავია, რომ თითქმის ყველა ის მეთოდი, რომელიც მათ მიერ იყო დამუშავებული და მოცემული, იმდენად რთულია, რომ პრაქტიკულად ძნელად გამოსაყენებელი და შრომატევადია.

სხივური თბოგაცვლის საკითხების დამუშავებაში განსაკუთრებით დიდი წვლილი შეიტანეს საბჭოთა თბოტექნიკოსთა სკოლის წარმომადგენლებმა: ვლასოვმა, სურინოვმა, შორინმა, პოლიაკმა და სხვ.

გ. პოლიაკმა დაამუშავა სხივური თბოგაცვლის გაანგარიშების ანალიზური მეთოდი, დაფუძნებული ალგებრულ განტოლებათა სისტემაზე, რომლის საშუალებითაც შემოსხივებულობის კოეფიციენტის განსაზღვრა რთული მრავალფაზური ინტეგრების ნაცვლად წარმოებს გაცილებით უფრო ადვილი ალგებრული გამოთვლის გზით, თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ სათავსში სხივურ თბოგაცვლაში მონაწილე სუთი სხვადასხვა სახის ზედაპირია (სათბობი პანელები, კერი, იატაკი, შიგა და გარე კედლები, კარებებისა და ფანჯრების ზედაპირების ჩათვლით) და ყოველი მათგანისათვის შემოვიღებთ შემოსხივებულობის გასაშუალებელ კოეფიციენტს, მაშინ შედარებით გაადვილდება სათავსში სხივური თბოგაცვლის ანგარიში. შეიძლება სათავსის სხივური თბოგაცვლის გაანგარიშების (ალგებრულ განტოლებათა სისტემის გამოყენებით) უფრო გამარტივება, თუ სათავსის სუთ სხვადასხვა სახის ზედაპირს დავიყვანთ სამ დამახასიათებელ სახემდე — საიბობი პანელები, შიგა და გარე შემომზღუდი კონსტრუქციები.

სათავსში სხივური თბოგაცვლის გაანგარიშების საკმაოდ ზუსტ შედეგებს მივიღებთ იმ შემთხვევაში, თუ ალგებრულ განტოლებათა სისტემას დავიყვანთ ერთ განტოლებამდე, ე. ი. თუ განვიხილავთ სხი-

ეური თბოგაცელის პროცესს მართოდენ სათბობ ზედაპირსა და სა-
თავისის დანარჩენ ყველა შიგა ზედაპირს შორის.

ამასთან, გაანგარიშება შეიძლება როგორც სათბობი პანელის მი-
ერ გარე შემომზლული კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე შემოსხი-
ვებულობის მთლიანი კოეფიციენტის გამოყენებით, ისე მთლიანად სა-
თავისის ყველა შემომზლული კონსტრუქციის თბოგადაცემის ეკვივა-
ლენტური კოეფიციენტის გამოყენებით.

თბოგადაცემის ეკვივალენტური კოეფიციენტის გამოყენება ხდება
პირობით აღებული სათავისისათვის, რომელიც თბოტექნიკურად ისეთი
სათავისის ეკვივალენტური იქნება, რომელშიც ყველა შემომზლული
კონსტრუქციის მთლიანი ფართობი F_{Σ} შედგება მხოლოდ ორი ნა-
წილისაგან. სათბობი პანელის ზედაპირებისაგან: $F_{\delta,1}$ და სხვა დანარ-
ჩენი ზედაპირებისაგან $F'_{\Sigma} - F_{\delta,1}$. ამასთან, ეს უკანასკნელი თერმუ-
ლად ერთგვაროვნად ითვლება.

თუ სათავისის ცალკეული შემომზლული კონსტრუქციების თბოგა-
დაცემის k კოეფიციენტებს და F ფართობს აღვნიშნავთ შესაბამი-
სი ინდექსებით. მაშინ პირობით აღებული სათავისისათვის მივიღებთ
თბოგადაცემის ეკვივალენტური კოეფიციენტის საანგარიშო ფორ-
მულას

$$k_{\Sigma\Sigma} = \left[\frac{(kF)_{\delta,1,2} + (kF)_{\delta,3}}{F_{\Sigma\Sigma} - F_{\delta,1}} (1+a) + \right. \\ \left. + \frac{n_1 (kF)_{\delta,3,4} + n_2 (kF)_{\delta,5} + n_3 (kF)_{\delta,6}}{F_{\Sigma\Sigma} - F_{\delta,1}} \right] \quad (10.6)$$

სადაც a — სათავისის ვერტიკალური გარე ზედაპირების უმთავრესი
თბოდანაკარგების მიმართ დამატებით თბოდანაკარგე-
ბის წილია და ჩვეულებრივი საცხოვრებელი და საზოგა-
დოებრივი დანიშნულების სათავსებისათვის 16%-ს შე-
ადგენს;

n_1, n_2, n_3 — კოეფიციენტები, რომლებიც ითვალისწინებენ შემომზ-
ლულ კონსტრუქციებში ტემპერატურული დაწნევის შემცუ-
რებას საანგარიშო ტემპერატურათა სხვაობასთან $t_3 - t_6$ შე-
დარებით აიღება 3.2 ცხრილიდან (როდესაც შემომზლული
კონსტრუქციების ორევე ზედაპირი გადის გამთბარ სათავ-
სებში, მაშინ კოეფიციენტი ნულის ტოლი აიღება).

ამ მეთოდის არსი ის არის, რომ სათავისის ყველა გაუმთბარი შე-
მომზლული კონსტრუქციის ზედაპირების ფართობის ($F_{\Sigma} - F_{\delta,1}$) ნაც-

ვლად აიღება მათი ერთი ეკვივალენტური ფართობი, რომლის თბოდანაკარგები მთელი სათავისის თბოდანაკარგების ტოლია.

ამით საშუალება გვეძლევა სათბობ პანელსა და სათავისის სხვა შემომზღულ კონსტრუქციების ზედაპირებს შორის არსებული თბოგაცვლის ყველა პროცესი შევცვალოთ ორი ზედაპირის — სათბობი პანელისა $F_{პ}$ და თბოდამკარგელი ეკვივალენტური ზედაპირის $F_{ეკვ} = -F_{ზო} - F_{პ}$ ურთიერთქმედებით, ე. ი. სათბობი ზედაპირისა და სათავისის სხვა ყველა ზედაპირისათვის შემოსხივებულობის საშუალო კოეფიციენტების გამოთვლის ნაცვლად შეიძლება ეკვივალენტურ ზედაპირსა და სათბობ ზედაპირებს შორის სხივური თბოგაცვლისას მარტო ერთი შემოსხივებულობის კოეფიციენტის განსაზღვრით დაეკმაყოფილდეთ.

გ. პოლიაკი სხივური თბოგაცვლის გაანგარიშებისას სხივური ენერჯიის სივრცეში გავრცელების განსაზღვრას აწარმოებს ორი მეთოდით. ერთი მათგანის — ნაკადების განაწილების მეთოდის მიხედვით, სხივური ნაკადი, მიმართული ერთი სხეულიდან მეორე სხეულზე, ტოლია ამ სხეულების ცალკეულ ნაწილებს შორის სხივური ნაკადების არითმეტიკული ჯამისა, მეორე — ნაკადების ჩამკეტების მიხედვით, მუდმივი ტემპერატურის მქონე ერთი სხეული, რომელიც ყოველი მხრიდან გარშემორტყმულია m რაოდენობის სხეულებით, გარემოშიველ სივრცეში გასცემს სხივური ენერჯიის რაოდენობას, რომელიც უდრის

$$\sum_{i=1}^m q_{1-i} = F_1 E_1, \quad (10.7)$$

სადაც E არის T_1 ტემპერატურამდე გამთბარი 1° ზედაპირის მქონე პირველი სხეულის მიერ ერთი საათის განმავლობაში ყველა მიმართულებით გაცემული სხივური ენერჯიის მთლიანი რაოდენობა.

შემოსხივებულობის კოეფიციენტების ჯამი იქნება

$$\sum_{i=1}^m \varphi_{1-i} = 1. \quad (10.8)$$

აქედან შეიძლება დადგინდეს, რომ იმ სათავისებისათვის, რომლებიც პანელით თბება (შემთხვევისათვის, როდესაც ერთი ბრტყელი გამთბარი ზედაპირი თბოგაცვლაშია სათავისის სხვა ყველა ზედაპირთან), შემოსხივებულობის კოეფიციენტთა ჯამი ტოლია

$$\varphi_{პ-ეკვ} = 1. \quad (10.9)$$

დამყარებული თბური მდგომარეობისას პანელით გამთბარი სათავსის ეკვივალენტური ზედაპირისათვის შეიძლება შედგეს თბური ბალანსის განტოლება

$$q_{\text{გ.ა-გვ}} + q_{\text{კონვ}} = q_{\text{გ.ა.}} \quad (10.10)$$

ფორმულას მარცხენა ნაწილის შესაყრები გამოხატავს იმ სხივური სითბოს რაოდენობას, რომელსაც ეკვივალენტური ზედაპირი მიიღებს სათბობი პანელისაგან, მეორე — კონვექციური სითბოს რაოდენობას, რომელსაც ის მიიღებს შიგა ჰაერიდან. ფორმულის მარჯვენა ნაწილი კი გვიჩვენებს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელსაც ეკვივალენტური ზედაპირი გადასცემს (ქარგავს) გარე ჰაერს.

თუ გავიხსენებთ სტუფან-ბოლცმანის კანონს, რომლის მიხედვითაც გამოსხივებული სითბოს რაოდენობა ტოლია

$$Q_{\text{გ.აგ}} = \epsilon_{\text{ლყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{გ.ა-გვ}} F_1,$$

მაშინ ამ გამოსახულების და (10.7) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება დაიწეროს

$$q_{\text{გ.ა-გვ}} = F_{\text{გ.ა}} E_{\text{გ.ა}} = F_{\text{გ.ა}} \epsilon_{\text{ლყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{გ.ა-გვ}}, \quad (10.11)$$

თუ $\epsilon_{\text{ლყ}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ სიდიდეს, როცა $\varphi_{\text{გ.ა-გვ}} = 1$, შევცვლით $\alpha_{\text{გ}} (\tau_{\text{გ.ა}} - \tau_{\text{გ.აგ}})$ სიდიდით, მაშინ მივიღებთ სხივური ენერგიის მთლიან ნაკადს გამთბობი პანელიდან ეკვივალენტურ ზედაპირზე, ანუ

$$q_{\text{გ.ა-გვ}} = \alpha_{\text{გ}} F_{\text{გ.ა}} (\tau_{\text{გ.ა}} - \tau_{\text{გ.აგ}}). \quad (10.12)$$

თბური ბალანსის (10.9) განტოლება (10.12) გამოსახულების გავალისწინებით მიიღებს შემდეგ სახეს

$$\alpha_{\text{გ.ა}} F_{\text{გ.ა}} (\tau_{\text{გ.ა}} - \tau_{\text{გ.აგ}}) + \alpha_1' (F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}) (t_{\text{გ}} - \tau_{\text{გ.აგ}}) = -K'_{\text{გვ}} (F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}) (\tau_{\text{გ.აგ}} - t_{\text{გ}}). \quad (10.13)$$

ამ განტოლებით ხდება სათბობ პანელსა და სათავსს შორის არსებული თბოგაცვლის განსაზღვრა. მისი გამოყენება შეიძლება, თუ წინასწარ დავსახავთ სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურას $\tau_{\text{გ.ა}}$ (10.13) განტოლებიდან (როცა ცნობილია სათბობი პანელის ფართობი, მისი ადგილმდებარეობა და ზედაპირის ტემპერატურა) შეიძლება ვიპოვოთ სათავსის ყველა გაუმთბარი ეკვივალენტური ზედაპირის $F_{\text{გვ}} = F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}$ ფართობის $\tau_{\text{გ.აგ}}$ საშუალო ტემპერატურაც

$$\tau_{\text{გ.აგ}} = \frac{\alpha_{\text{გ}} \tau_{\text{გ.ა}} F_{\text{გ.ა}} + (\alpha_1' t_{\text{გ}} + k'_{\text{გვ}} t_{\text{გ}}) (F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}})}{\alpha_{\text{გ}} F_{\text{გ.ა}} + (\alpha_1' + k'_{\text{გვ}}) (F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}})}. \quad (10.14)$$

ეს ტემპერატურა პრაქტიკულად სათავისის ჰაერის ტემპერატურა-ზე ოდნავ ნაკლები გამოდის (სამუშაოდ 1°-ით). თუ $\tau_{\text{საა}}$ მნიშვნელოვად ავიღებთ სათავისის ჰაერის ტემპერატურაზე 1°-ით ნაკლებს და თუ წინასწარ დაესახავთ სათბობი პანელის ზედაპირულ ტემპერატურას, მაშინ შეიძლება სათავისში წინასწარ განსაზღვრულ ადგილას განლაგებული სათბობი პანელის საჭირო ფართობის განსაზღვრა ფორმულით

$$F_{\text{ბა}} = \frac{[k'_{\text{გაა}}(\tau_{\text{საა}} - t_{\text{ბ}}) - \alpha_{\text{კ}}(t_{\text{ბ}} - \tau_{\text{საა}})] F_{\text{პთ}}}{\alpha_{\text{ბ}}(\tau_{\text{ბა}} - \tau_{\text{საა}}) + k'_{\text{გაა}}(\tau_{\text{საა}} - t_{\text{ბ}}) - \alpha_{\text{კ}}(t_{\text{ბ}} - \tau_{\text{საა}})} \quad (10.15)$$

ზემოთ აღწერილი მეთოდის სამუშაოებით ჩატარებული გაანგარიშებისას საჭირო არ არის სათავისის შემომზღუდი კონსტრუქციების ტემპერატურების და შემოსხივებულობის კოეფიციენტების ცალ-ცალკე განსაზღვრა. სათავისის შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან თბოდანაქარგების განსაზღვრა წარმოებს ფორმულით

$$q_{\text{ბა}} = k'_{\text{გაა}} (F_{\text{პთ}} - F_{\text{ბა}}) (\tau_{\text{საა}} - t_{\text{ბ}}) \quad (10.16)$$

(10.16) ფორმულაში შედის თბოგადაცემის არასრული ექვივალენტური $k'_{\text{გაა}}$ კოეფიციენტი, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$k'_{\text{გაა}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{ბ}}} - R_{\text{გ}}}, \quad (10.17)$$

სადაც $R_{\text{ბ}}$ შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის თბოგადაცემის წინაღობაა და სხივური გათბობისას აიღება 0,107 გრ მ²/ვტ-ის ტოლი.

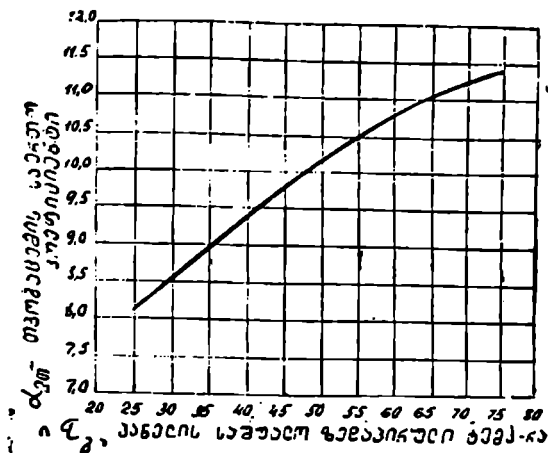
სამშენებლო კონსტრუქციების ზედაპირებისათვის გამოსხივებით თბოგადაცემის $\alpha_{\text{ბ}}$ კოეფიციენტი სტეფან-ბოლცმანის კანონის მიხედვით და (10.9) გამოსახულების გათვალისწინებით შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს ფორმულით

$$\alpha_{\text{ბ}} = \epsilon_{\text{დაყ}} \frac{\left[\left(\frac{T_{\text{ბა}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{საა}}}{100} \right)^4 \right]}{\tau_{\text{ბა}} - \tau_{\text{საა}}} = \epsilon_{\text{დაყ}} b \quad \text{ვტ/მ}^2 \text{ გრად.} \quad (10.18)$$

სადაც b ტემპერატურული ფაქტორის სიდიდეა და პანელურ-სხივური გათბობისას გამოითვლება ფორმულით

$$b = 0,81 + 0,005 (\tau_{\text{ბა}} + \tau_{\text{საა}}). \quad (10.19)$$

გამოსხივების დაყვანილი $\epsilon_{\text{დაყ}}$ კოეფიციენტი აიღება 5,1 ვტ/მ²-ის ტოლი. კონვექციით თბოგადაცემის $\alpha_{\text{კ}}$ კოეფიციენტი გამოითვლება (3.5)



ნ.ბ. 10 1.

ფორმულით. წინასწარი გაანგარიშების ჩატარებისას კონვექციით თბო-
 გაცემის კოეფიციენტი სათავის შემომხლული კონსტრუქციების ეკ-
 ვივალენტური ზედაპირებისათვის აღება 4,2 ვტ/მ² K (10-18) და (3.5)
 ფორმულების საშუალებით გამოთვლილი ვერტიკალური (ყედლის ღი-
 ჭიხრის) სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტების
 $\alpha_{\text{თ}} = \alpha_{\text{გ}} + \alpha_{\text{კ}}$ მნიშვნელობები (გამთბობი პანელის სხვადასხვა საშუა-
 ლო ზედაპირული ტემპერატურებისას $\tau_{\text{გ}}$) მოცემულია 10.1 ნახაზზე.

ჭერში მოწყობილი სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო კოე-
 ფიციენტის $\alpha_{\text{თ}}$ მნიშვნელობა წინასწარი გაანგარიშების ჩასატარებ-
 ლად შეიძლება მივიღოთ $\alpha_{\text{თ}} = 7,9$ ვტ/მ² გრად ტოლი, ხოლო იატაკში
 მოწყობილი სათბობი პანელისათვის კი $\alpha_{\text{თ}} = 9,9$ ვტ/მ² გრად ტოლი (აქ
 $\alpha_{\text{თ}}$ თითო მნიშვნელობა იმითმეა მიღებული, რომ ჭერის და გან-
 საკუთრებით იატაკის სათბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატუ-
 რა წინასწარ დასახული და თითქმის უცვლელი სიდიდეებია).

სხვადასხვა სახის გარე შემომხლული კონსტრუქციების მიერ თბო-
 დანაკარგების განსაზღვრამ დაგვანახვა, რომ სხივური გათბობის პირო-
 ბებში გარე კედლებიდან სითბოს დანაკარგები კონვექციური გათბო-
 ზისას გამოთვლილ თბოდანაკარგებთან შედარებით ნაკლებია. მაგრამ
 თბოდანაკარგები ფანჯრებიდან სხივური გათბობის პირობებში მეტია
 (დაახლოებით 10%-ით), ვიდრე კონვექციური გათბობისას. ამიტომ
 სხივური გათბობის პირობებისათვის თბოდანაკარგები კონვექციურ
 გათბობასთან შედარებით მხოლოდ 1—5%-ით მცირდება (ისიც მხო-

ლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც გვაქვს ნორმალური ფართობის მქონე მინული ზედაპირები, ვინაიდან ეს სხვაობა გაანგარიშების დასაშვებში ცდომილების სიდიდის ზღვრებშია, ამიტომ თბოდანაქარების განსაზღვრა პანელურ-სხივური გათბობის პირობებში პირველად უნდა ჩატარდეს ზუსტად ისევე, როგორც კონვექციური გათბობისას.

ამაირად გამოთვლილი თბოდანაქარების მნიშვნელობისათვის ვახდენთ სათავსის გათბობისათვის საჭირო სათბობი პანელის ფართობის $F_{გ.1}$ განსაზღვრას და მხოლოდ ამის შემდეგ (10.16) ფორმულის საშუალებით ვახდენთ (ჩვეულებრივი გზით მიღებული) თბოდანაქარების სიდიდის დაზუსტებას.

§ 10.4. სათბობი პანელის ფართობი და მათი დასაშვები ზედაპირული ტემპერატურა

სათბობი პანელის ფართობი $F_{გ.1}$ და სათავსის ყველა (სათბობი პანელის ფართობის გამოკლებით) შემომზღუდი კონსტრუქციის ზედაპირების ეკვივალენტური ფართობი $F_{გ.2} = F_{გ.3} - F_{გ.1}$ შეიძლება განისაზღვროს, თუ ცნობილია სათბობი პანელისა და სათავსის შემომზღუდი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა. ეს ტემპერატურა დაკავშირებულია (სათავსის ჰაერისათვის) თბური ბალანსის განტოლებაში) სათავსის ჰაერის ტემპერატურასთან.

დამყარებული თბური მდგომარეობისას ჰაერის მიერ ეკვივალენტურ ზედაპირზე გადაცემული სითბოს რაოდენობას ჰაერი ითვისებს სათბობი პანელიდან.

$$\alpha_3' (F_{გ.3} - F_{გ.1}) (t_3 - t_{3,ср}) = \alpha_2 F_{გ.2} (t_{г.1} - t_3) \quad (10.20)$$

სათბობი პანელის ფართობი, უპირველეს ყოვლისა, განისაზღვრება სათავსის შემომზღუდი კონსტრუქციების მიერ თბოდანაქარების სიდიდიდან გამომდინარე.

სათბობი პანელის ფართობი იმ სათავსებისათვის, რომელთაც ერთნაირი (ტოლი) თბოდანაქარები აქვთ, დამოკიდებულია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურაზე (რაც უფრო დიდია ეს ტემპერატურა, მით უფრო მცირე ფართობის მქონე სათბობი პანელია საჭირო), რომელიც თავის მხრივ სათავსში სათბობი პანელის ადგილმდებარეობაზეა (განლაგებაზეა) დამოკიდებული.

სათბობი პანელის ფართობის $F_{გ.1}$ სიდიდე, სათავსის ყველა ზედაპირის ფართობთან $F_{გ.3}$ შედარებით (პანელის ადგილმდებარეობაზე დამოკიდებულებით), მერყეობს 8%-დან 20%-მდე. ზედა ზღვარი ექ-

ლთვის იატაკის და ქერის სათბობ პანელებს, ქვედა კი — კედლებში და ფანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებულ პანელებს.

საბჭოთა კავშირის მედიცინის მეცნიერთა აკადემიის საზოგადოებრივი და კომუნალური ჰაგიენის ინსტიტუტის მონაცემებით, გამთბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატურის გაზრდისას ადამიანის ორგანიზმის ტემპერატურას 2—3°-ზე მეტად და ამ პანელებს ახლო მანძილზე განლაგების შემთხვევაში წარმოიქმნება დისკომფორტის პირობები. ამიტომ სათბობი პანელების გამოყენება (საცხოვრებელი, საზოგადოებრივ და სამრეწველო დანიშნულების შენობებში), თუმცა შეიძლება თბომემცველის 115°-მდე ტემპერატურისას, მაგრამ მათი ზედაპირული ტემპერატურა რეგლამენტირებულია სათავსების დანიშნულებასზე, სათბობი პანელების ადგილმდებარეობასა და მათ (როგორც გამთბობი პანელის, ისე სათავსის) სიმაღლეზე დამოკიდებულებით. იგი მიიღება შემდეგ ზღვრებში:

1. ქერში განლაგებული სათბობი პანელებისათვის (სათავსებისათვის, რომლებშიც ადამიანებს დიდი ხნით უხდებთ ყოფნა; საცხოვრებელი სახლები. საბავშვო პარკები. საავადმყოფოები და ა. შ.); როცა სათავსის სიმაღლეა 2,5÷2,8 მ — 28°-მდე, 3 მ — 30°-მდე, 3,5÷4,0 მ — 33÷35°-მდე, 4.5 მეტრი და მეტი, მაშინ 40—42°-მდე. სამრეწველო დანიშნულების საწარმოთა სათავსებში (უცხოელ მკვლევართა მონაცემებით ლითონის სათბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატურები დაიშვება 60—70°-მდე), ეს ტემპერატურები კი არ არის რეგლამენტირებული.

2. იატაკში განლაგებული სათბობი პანელების საანგარიშო (დასაშვები) ზედაპირული ტემპერატურები დამოკიდებულია სათავსის დანიშნულებასზე. სათავსებისათვის, რომლებშიც ადამიანებს უხდებთ დიდი ხნით ყოფნა. ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 24—27°-ს (ქვედა ზღვარი ეკუთვნის საბავშვო დაწესებულებებს) ვესტიბიულებში, დერეფნებში, სანატორიულ კვანძებში და ა. შ. (სათავსებში, სადაც ადამიანებს მცირე ხნით უხდებთ ყოფნა). სათბობი პანელის ზედაპირული ტემპერატურა დაშვება 30°-მდე. აბანოებში, საშაპებში, საცურაო აუზებში და მსგავსი დანიშნულების სათავსებში სათბობი პანელის ზედაპირული ტემპერატურის გაზრდა შეიძლება 32—34°-მდე.

3. გარე კედელში განლაგებული სათბობი პანელების დასაშვება (სათავსში გამოძვალა) ზედაპირული ტემპერატურა, გარდა სათავსის დანიშნულებისა. დამოკიდებულია აგრეთვე ამ პანელის სიმაღლეზე. საავადმყოფოების, საბავშვო დაწესებულებების და სანატორიუმების სათავსების გასათბობად გამოყენებული დაბალი სიმაღლის (იატაკიდან 1 მეტრის სიმაღლის მქონე) სათბობი პანელების საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 70°-ს (ამასთან, სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს მაქსიმალური

რაოდენობა არ უნდა აღემატებოდეს 670 ვტ/მ²). მაღალი (იატაკის დონიდან 1 მეტრზე ზემოთ განლაგებულ) სათბობი პანელებისათვის ეს ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 45°-ს (გაცემული მაქსიმალური სითბოს რაოდენობა — 290 ვტ/მ²). საცხოვრებელი სახლების, სასტუმროების, სასწავლო დაწესებულებების, პოლიკლინიკების, ამბულატორიების და მსგავსი დანიშნულების შენობების სათავსებში განთავსებულ გარე კედლებში განლაგებული სათბობი პანელების საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა დაბალი პანელებისათვის დაიშვება 85°-მდე (ამ ტემპერატურის 95°-მდე გაზრდა შეიძლება მუხუთმებას, არქივების და ადმინისტრაციული დახმარების შენობებისათვის), ხოლო მაღალი სათბობი პანელებისათვის — 50°-მდე. სამრეწველო დანიშნულების შენობებში სათბობი პანელების ტემპერატურა არ არის რეგლამენტირებული.

4. ტიხრებში განლაგებული სათბობი პანელებისათვის საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა, მათი სიმაღლის მიუხედავად, საავადმყოფოების, საბავშვო დაწესებულებების და სანატორიუმების სათავსებისათვის დაიშვება 45° (მაქსიმალური თბოგაცემით ყოველი ზედაპირიდან — 290 ვტ/მ²) სხვა დანიშნულების მქონე შენობების სათავსებისათვის ტიხრებში განლაგებული დაბალი სათბობი პანელის საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა დაიშვება 80° (მაქსიმალური თბოგაცემით ყოველი ზედაპირიდან 860 ვტ/მ²), ხოლო მაღალი პანელისა კი 45°.

საუბობი პანელების საორიენტაციო ფართობის განსაზღვრა, ზემოთ აღნიშნული დასაშვები საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურების გათვალისწინებით, შეიძლება მათ მიერ გამოხსივებით და კონვექციით გაცემული სითბოს მთლიანი რაოდენობიდან გამომდინარე; ეს უკანასკნელი კი გამოითვლება ფორმულებით:

ჭერში განლაგებული სათბობი პანელებისათვის

$$q_{\text{გ.ა}} = 7,9 (\tau_{\text{გ.ა}} - t_{\text{ვ}}); \quad (10.21)$$

იატაკში განლაგებული სათბობი პანელებისათვის

$$q_{\text{ი.ა}} = 9,9 (\tau_{\text{ი.ა}} - t_{\text{ვ}}); \quad (10.22)$$

კედლებში განლაგებული გამთბობი პანელებისათვის

$$q_{\text{კ.ა}} = \alpha_{\text{თ}} (\tau_{\text{კ.ა}} - t_{\text{ვ}}). \quad (10.23)$$

როგორც აღნიშნეთ, სათავსებიდან თბოდანაკარგების განსაზღვრა ხდება ჩვეულებრივი წესით. თუ წინასწარ დავუშვებთ გამთბობი პანელის რომელიღაც საანგარიშო ზედაპირულ (ადრე აღნიშნული ზღვრებში) ტემპერატურას, მაშინ ადვილად გამოითვლება 1 მ² სათბო-

ბი პანელის ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა $q_{გ.ა}$, რომლის განსაზღვრის შემდეგაც შეიძლება სათბობი პანელის საერთო ფართობის გამოთვლა ფორმულით

$$F_{გ.ა} = \frac{q_{ლ.ა}}{q_{გ.ა}} \quad (10.24)$$

სათბობი პანელების საბოლოო ფართობის დადგენა წარმოების კონსტრუქციების შემდეგ. სათავსში (სხივური პანელებით გათბობისას) ობიექტი კომფორტის პირობების შესაბამისად საჭიროა სათავსის ყველა შემომზღუდი კონსტრუქციის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების და კომფორტის ტემპერატურის განსაზღვრა.

მაგალითი 10.1. განესაზღვროთ ჰერში (სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციაში) განლაგებული სხივური სათბობი პანელის საჭირო ფართობი სამშობიარო სახლის ბავშვთა ოთახისათვის, რომელიც მოთავსებულია შენობის შუა სართულზე. ოთახის ფართობია 40 მ², გარე კედლის საანგარიშო ზომებია 6,5 × 4,0 მ, რომელშიც განლაგებულია ორმაგი ფანჯარა, ზომებით 3,0 × 2,8 მ. კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი $k = 0.93$, ხოლო ფანჯრის $-k_{ფ} = 2.67$ ვტ/მ² გრ. გარე კედლის და შიგა სიმაღლის საერთო ფართობია 93,5 მ², გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა $t_{გ} = -8^{\circ}$. შიგა ჰაერის ტემპერატურა სამშობიარო სახლის ბავშვთა ოთახისათვის ნორმებით უნდა იქნეს $t_{ა} = 22^{\circ}$.

წვეულებრივი გზით გამოთვლილი ბავშვთა ოთახის თბოდანაკარგები იქნება $q_{ლ} = 1345$ ვტ. ჰერში განლაგებული სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, როცა სათავსის სიმაღლე 4 მეტრამდეა, ნორმებით უნდა იყოს $\tau_{გ.ა} = 33^{\circ}$

სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობას ეპოულობთ (10.21) ფორმულით. სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურას სხივური გათბობისას ვიღებთ ნორმალურზე 1,5^o-ით ნაკლებს, ანუ 22—1,5 = 20,5^o ტოლია.

$$q_{გ.ა} = 7,9 (\tau_{გ.ა} - t_{ა}) = 7,9 (33 - 20,5) \approx 100 \text{ ვტ.}$$

(10.24) ფორმულით ესაზღვრავთ სათბობი პანელის (საორიენტაციო) საჭირო ფართობს

$$F_{გ.ა} = \frac{q_{ლ.ა}}{q_{გ.ა}} = \frac{1345}{100} = 13,45 \text{ მ}^2.$$

(10.6) ფორმულით განესაზღვრავთ საანგარიშო ოთახის მთლიანი ფართობის თბოგადაცემის ეკვივალენტურ კოეფიციენტს. ამისათვის

ჯერ გამოვითვლოთ ოთახის შიგა ზედაპირების (ჰერის და იატაკის ფართობის ჩათვლით) მთლიან ფართობს:

$$F_{\text{შ}} = 93,5 + 40 + 40 = 173,5 \text{ მ}^2;$$

$$\begin{aligned} k_{\text{კვ}} &= \left[\frac{(kF)_{\text{ბ.კვ}} + (kF)_{\text{ო.კვ}}}{F_{\text{შ}} - F_{\text{ბ.კ}}} \right] (1 + \alpha) = \\ &= \frac{(0,93 \cdot 6,5 \cdot 4) + (2,67 - 0,93) \cdot 3 \cdot 2,8}{173,5 - 13,7} \cdot (1 + 0,16) = \\ &= \frac{24,18 + 14,62}{159,8} \cdot 1,16 = 0,282 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრ.} \end{aligned}$$

kF სიდიდეები შიგა კედლებისათვის, ჰერისა და იატაკისათვის ნულის ტოლია, რადგანაც ისინი არ გადიან გაუმთბარ სათავსებში და ამიტომაც ჩვენს გაანგარიშებაში არ არის შეტანილი.

(10.17) ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის არასრულ ეკვივალენტურ კოეფიციენტს

$$k'_{\text{კვ}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{კვ}}} - R_{\text{ბ}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,282} - 0,107} = 0,29 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრ.}$$

(10.20) ფორმულით ვპოულობთ სათავსის ყველა (სათბობი პანელის გარდა) ზედაპირის საშუალო ტემპერატურას, ამისათვის ჯერ ფორმულით ვსაზღვრავთ კონვექციით თბოგადაცემის კოეფიციენტს

$$\alpha_{\text{კ}} = 1,16 \sqrt{33 - 20,5} = 2,7 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრ.}$$

ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ $\tau_{\text{საბ}}$

$$4,2 (173,5 - 13,7) (20,5 - \tau_{\text{საბ}}) = 2,7 \cdot 13,7 (33 - 20,5),$$

აქედან

$$\tau_{\text{საბ}} = 19,8^\circ.$$

(10.15) განტოლებით ვაზუსტებთ გამთბობი პანელის ფართობს, რისთვისაც ჯერ ვპოულობთ $\alpha_{\text{ბ}}$ მნიშვნელობას

$$\alpha_{\text{ბ}} = c_{\text{ლავ}} b = 5,1 [0,81 + 0,005 (33 + 19,8)] = 5,48 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრ.}$$

b -ს ვანგარიშობთ (10.19) ფორმულით

$$F_{\text{ბ.კ}} = \frac{0,29 (19,8 + 8) - 4,2 (20,5 - 19,8) 173,5}{5,48 (33 - 19,8) + 0,29 (19,8 + 8) - 4,2 (20,5 - 19,8)} = 12,5 \text{ მ}^2.$$

საბოლოოდ სათბობი პანელის ფართობს ვიღებთ $F_{ა,ა} = 13$ მ² ტოლს და (10.14) ფორმულით ვაზუსტებთ $\tau_{ა,ა}$ მნიშვნელობას

$$\tau_{ა,ა} = \frac{5,48 \cdot 33 \cdot 13 + (4,2 \cdot 20,5 - 0,29 \cdot 8) (173,5 - 13)}{5,48 \cdot 13 + (4,2 + 0,29) (173,5 - 13)} = 19,9.$$

სათავსის გარე შემომზღული კონსტრუქციებიდან დაზუსტებულ თბოდანაკარგებს გამოვითვლით (10.16) ფორმულით

$$q_{ა,ა} = 0,29 (173,5 - 13) (19,9 + 8) = 1300 \text{ ვტ.}$$

ამრიგად, მიეღეთ ჩვეულებრივი გზით გამოთვლილ თბოდანაკარგებთან (1345 ვტ) შედარებით თბოდანაკარგების ოდნავ (სულ 3%-ით) განსხვავებული სიდიდე.

სათავსის ყველა შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურას ვპოულობთ (10.2) ფორმულით

$$\tau_{ა,თ.ა,ა} = \frac{13}{173,5} \cdot 33 + \frac{173,5 - 13}{173,5} \cdot 19,9 = 20,8^{\circ},$$

რაც სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე ($t_{ა} = 20,5^{\circ}$) მეტი გამოვიდა. (10.1) ფორმულით ვანგარიშობთ ბავშვთა ოთახისათვის კომფორტის ტემპერატურას

$$t_{კომფ} = 0,5 (20,5 + 20,8) = 20,65^{\circ}.$$

მიღებული კომფორტის ტემპერატურა აკმაყოფილებს რეკომენდებული კომფორტის ტემპერატურას (დაახლოებით 1° -ით ნაკლებია კონვენქციური გათბობისას საჭირო ჰაერის ნორმატიულ ტემპერატურაზე, რომელიც ბავშვთა ოთახისათვის არის 22°).

მაგალითი 10.2. იმავე ბავშვთა ოთახისათვის და იმავე პირობებისათვის გავიანგარიშოთ სათბობი პანელის ფართობი და შემომზღული კონსტრუქციების ზედაპირული ტემპერატურები შემთხვევისათვის, როდესაც სათბობი პანელი განლაგებულია არა კერში, არამედ ტიხრებში. ოთახის ჰაერის ტემპერატურას ვიღებთ როგორც კონვენქციური გათბობისას, ანუ $t_{ა} = 22^{\circ}$. საავადმყოფოების სათავსების გასათბობად ტიხრის სათბობი პანელის გამოყენებისას მათი საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა (პანელის სიმაღლის მიუხედავად), როგორც ვიცით, არ უნდა აღემატებოდეს 45° -ს.

სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გამოყოფილი სათბობის რაოდენობა განესაზღვროთ ფორმულით

$$q_{ა,ა} = z_{ა,ა} (\tau_{ა,ა} - t_{ა}) = 11,4 (45 - 22) = 261 \text{ ვტ.}$$

აქ $\alpha_{გა}$ -ის მნიშვნელობა (სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურიდან გამომდინარე) ავიღეთ 10.1 ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან.

(10.24) ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობი პანელის საორიენტაციო ფართობს

$$F_{გა} = \frac{1345}{261} \approx 5,2 \text{ მ}^2.$$

(10.6) ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის ეკვივალენტურ კოეფიციენტს

$$k_{გა} = \frac{(24,18 + 14,6) \cdot 1,16}{173,5 - 5,2} = 0,27 \text{ ვტ/}^{\circ}\text{კვ.მ. გრ.}$$

(10.17) ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის არასრულ ეკვივალენტურ კოეფიციენტს

$$k'_{გა} = \frac{1}{\frac{1}{0,27} - 0,107} = 0,278.$$

(3.4) ფორმულით ვსაზღვრავთ კონვექციის კოეფიციენტს

$$\alpha_{კ} = 1,66 \sqrt{45 - 22} = 4,64 \text{ ვტ/}^{\circ}\text{მ}^2 \text{ გრ.}$$

(10.20) ფორმულით ვსაზღვრავთ ოთახის ყველა (სათბობი პანელის გარდა) შემომზღუდი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურას

$$4,2(173,5 - 5,2)(22 - t_{საგ}) = 4,64 \cdot 5,2(45 - 22),$$

აქედან

$$t_{საგ} = 21^{\circ}.$$

ვპოულობთ გამოსხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობას

$$\alpha_{გ} = \epsilon_{გა} b = 5,1[0,81 + 0,005(45 + 21)] = 5,6 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გ.}$$

(10.15) ფორმულით ვაზუსტებთ სათბობი პანელის ფართობს

$$F'_{გა} = \frac{[0,278(21 + 8) - 4,2(22 - 21)] 173,5}{5,6(45 - 21) + 0,278(21 + 8) - 4,2(22 - 21)} = 5,0 \text{ მ}^2.$$

ძილებული $F_{გა} = 5,0 \text{ მ}^2$ -ის მიხედვით (10.14) ფორმულით ვაზუსტებთ $t_{საგ}$ მნიშვნელობას

$$t_{საგ} = \frac{5,6 \cdot 45 \cdot 5(4,2 \cdot 22 - 0,278 \cdot 8)(173,5 - 5)}{5,6 \cdot 5 + (4,2 + 0,278)(173,5 - 5)} = 21^{\circ}\text{C.}$$

(10.16) ფორმულით ვახსენებთ სათავის თბოდანაკარგებს

$$q_{\text{და}} = 0,278(173,5 - 5)(21 + 8) = 1357 \text{ ვტ.}$$

სათავის ყველა შემომზღული კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების, ტემპერატურა (10.2) ფორმულით იქნება

$$t_{\text{შთ.სა}} = \frac{5}{173,5} \cdot 45 + \frac{173,5 - 5}{173,5} \cdot 21 = 21,7 < 22.$$

გათბობა მიეკუთვნება კონვექციური გათბობის ტიპს, რადგანაც $t_{\text{შთ.სა}} < t_{\text{გ}} - \text{ზე.}$

(10.1) ფორმულით ვანგარიშობთ კომფორტის ტემპერატურას

$$t_{\text{კომფ}} = 0,5(22 + 21,7) = 21,85^{\circ}\text{C},$$

რაც პირველ მაგალითში მიღებული კომფორტის ტემპერატურაზე მეტია $1,2^{\circ}\text{C}$.

§ 10.3. სათბობი პანელების კონსტრუქცია

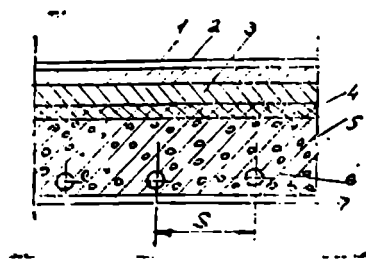
სხივური გათბობის სისტემების სათბობი პანელებიდან არჩევენთ ორი სახის კონსტრუქციის სათბობ პანელს:

1. სათბობი პანელები, რომლებიც მონოლითურადაა შეკავშირებული შემომზღულ კონსტრუქციებთან და ერთ მთლიან კონსტრუქციას წარმოადგენს — შეთავსებული გათბობი პანელები ეწოდება.

2. სათბობი პანელები, რომლებიც მზადაა დამოუკიდებლად და რომელთა განლაგებაც ხდება შემომზღული კონსტრუქციების გვერდით ან ამ კონსტრუქციებში სპეციალურად დატოვებულ ღიობებში — კისადგმელი სათბობი პანელები ეწოდება.

ვინაიდან პირველი ტიპის სათბობი პანელები უფრო მეტად უზუსუხებენ მშენებლობის კომპლექსური მეთოდებით წარმოებას (ვინაიდან სათბობი სისტემის დამონტაჟება წარმოებს უშუალოდ შენობის სამშენებლო კონსტრუქციების აწყობის პროცესში), ამიტომ ისინი უფრო ფართოდ გავრცელდა, ვიდრე მეორე ტიპის სათბობი პანელები, რომელთა გამოყენების დროს სისტემის დამონტაჟების ინდუსტრიალიზაციის დონე დამოკიდებულია სათბობი პანელების განლაგების ადგილზე. მაგალითად, ჭერში მათი მოწყობა უფრო შრომატევადია, ვიდრე იატაკში; ვერტიკალურ კედლებში მოწყობა კი უფრო ადვილია ვიდრე იატაკში, ჭერში და ა. შ.

ჭერის სათბობი პანელები. ჭერში სათბობი პანელების მოწყობა შეიძლება უშუალოდ სართულშუა გადახურვის დამონტაჟების (შეთავსებული გათბობი პანელი) პროცესში ან უკვე გაკეთებული გადა-



ნახ. 10.2.

ხურვის კონსტრუქციაზე სათბობი პანელის გამაზურებელი ელემენტის (კლაკნილის ან რეგისტრის) შეკიდვით და დაბეტონებით, ორივე სახის კონსტრუქცია უნდა აკმაყოფილებდეს ორ საერთო და უმთავოეს მოთხოვნას.

1. ჰერის კონსტრუქციის ზედა ნაწილს (გამაზურებელი ელემენტის ზემოთ) უნდა გაუკეთდეს საკმაო თბოსაიზოლაციო ფენა,

რათა შეკლებისდაგვარად შეუცირდეს სითბოს გადასვლა ზედა სართულის იატაკზე:

2. გამაზურებელი ელემენტი უნდა მოთავსდეს ისეთ სამშენებლო მასალაში, რომლებთანაც ექნება კარგი შეჭიდულობა, თბოგამტარობის დიდი კოეფიციენტი და რომლის გაფართოების კოეფიციენტი ახლოს იდგას (გამაზურებელი ელემენტის) მილების გაფართოების კოეფიციენტთან.

ჰერის ზედა ნაწილის თბოიზოლაცია კეთდება კორპოვანი ფილმების, პემზაბეტონის ან მსგავსი საიზოლაციო მასალების (რომელთაც თბოგამტარობის მცირე კოეფიციენტი აქვთ) შრეების სათბობი ელემენტების ზემოთ მოწყობით.

მეორე მოთხოვნას ყველაზე კარგად აკმაყოფილებს ბეტონი, რომელსაც, როგორც ვიცით, კარგი შეჭიდულობა აქვს მილებთან და რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი საკმაოდ ღირია (2200 კგ/მ^3 ბეტონისათვის $\lambda = 1.3 \text{ ეტ/მგრ}$) და რომლის გაფართოების კოეფიციენტი და მილების დასამზადებლად გამოყენებული ფოლადის გაფართოების კოეფიციენტი ერთი და იგივე სიდიდეა $\alpha = 0.00001$. თუმცა α -ს ეს მნიშვნელობა ყველა ხარისხის ბეტონისათვის არ არის მართებული, მაგრამ იმ ბეტონისათვის, რომელსაც ჩვეულებრივ იყენებენ სართულშუა გადახურვისათვის, მართებულია და მისაღები

10.2 ნახაზზე ნაჩვენებია სართულშუა გადახურვის კონსტრუქცია მასში შეთავსებული სათბობი პანელით. კონსტრუქცია შედგება ლინოლუმისაგან 1, ელემენტის მოსაპირკეთებელი შრისაგან 2, პემზაბეტონისაგან 3, თბოსაიზოლაციო მასალისაგან 4, რკინაბეტონის ფილისაგან 5, ფოლადის მილებისაგან და შელესვისაგან 7.

ფოლადის მილები ისეთი მანძილით უნდა იყოს დაშორებული ($2-4 \text{ სმ-ით}$) რკინაბეტონის ფილის ზედაპირიდან, რომ მასში თავი-

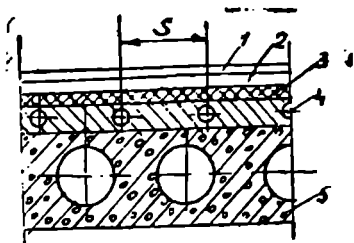
სუფლად ჩაეტიოს კონსტრუქციული (ბეტონის სიმტკიცისათვის) თვალსაზრისით საჭირო არაქატურა.

10.3 ნახაზზე ნაჩვენებია ჰერის სათბობი პანელის კონსტრუქცია, რომელიც გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც სართულშუა გადაჭრვის კონსტრუქცია კეოდება ღრუტანიანი ასაწყობი რკინაბეტონის ფილებისაგან. კონსტრუქცია შედგება ლინოლეუმის 1, ცემენტის მოსაპირკეთებელი შრის 2, თბოსაიზოლაციო მასალის 3, ბეტონის ფილისაგან მასში განლაგებული გამთბობი ელემენტის მილებით 4 და ღრუტანიანი ასაწყობი რკინაბეტონის ფილისაგან 5.

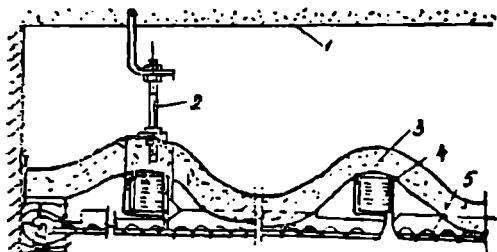
ამ კონსტრუქციაში გამოყენებული სათბობი პანელების (ბეტონის) დამზადება შეიძლება როგორც ქარხნული წესით, ისე უშუალოდ მშენებლობაზე. ქარხნული წესით დამზადებული ბეტონის სათბობი პანელები აუცილებლად უნდა დაარმატურდეს, რათა ტრანსპორტირებისას არ მოხდეს მათი დაზიანება. სათბობი პანელების უშუალოდ მშენებლობაზე დამზადებისას კი ასაწყობი სართულშუა ფილების დატოვების შემდეგ მათ ზედაპირზე ეწყობა სათბობი ელემენტის მილები, რომელთა ერთმანეთთან შეერთების (შედუღების) შემდეგ ხდება მათ გამოცდა სიმტკიცეზე და მხოლოდ ამის შემდეგ დაბეტონდება (არმატურის გარეშე). სათბობი პანელის უშუალოდ მშენებლობაზე დამზადება უფრო შრომატევადია და მეტ დროს მოითხოვს, ვიდრე ქარხნული წესით დამზადება.

10.3 ნახაზზე მოცემულ კონსტრუქციას, მართალია, ჰერის სათბობი პანელს უწოდებენ, მაგრამ სიტბოს საკმაოდ დიდი ნაწილი (თბოსაიზოლაციო ფენის მიუხედავად) გადაეცემა იატაკსაც. ამიტომ ეს სიტბოს რაოდენობა გათვალისწინებულ უნდა იქნეს ზედა სართულის სათავსის თბურ ბალანსში.

10.4 ნახაზზე ნაჩვენებია ჰერის ჩამოსაკიდი სათბობი პანელი. ეს



ნახ. 10.3.



ნახ. 10.4.

კონსტრუქცია შედგება სართულშუა გადახურვის ფილისაგან 1, საყრდარბისაგან 2, თბოსაიზოლაციო მასალისაგან 3, თბოშემცველის საციკულაციო არხებისაგან 4 და მათზე დამაგრებული ლითონის პერფორირებული ფურცლებისაგან 5.

ასეთ კონსტრუქციებს ფართოდ იყენებენ ევროპის ბევრ ქვეყანაში, რადგანაც მათ გააჩნიათ მთელი რიგი დადებითი თვისებები, რომელთაგანაც აღსანიშნავია:

ა) მცირე თბური ინერცია, რაც სათბობი სისტემის კარგი ავტომატიზაციის საშუალებას იძლევა;

ბ) სართულშუა გადახურვისა და სათბობ პანელს შორის არსებული სივრცის სხვადასხვა მიზნებისათვის (მასში სხვადასხვა დანიშნულებისათვის საჭირო მილგაყვანილობის განლაგება, სათავსის ვენტილაციისათვის საჭირო პაერის ცირკულაცია და სხვ.) გამოყენების საშუალება;

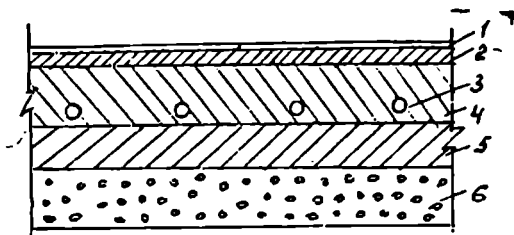
გ) საჭიროების შემთხვევაში სათბობი პანელების რემონტის ჩატარების სიადვილე (რადგანაც ისინი კონსტრუქციულად არ არიან დაკავშირებულნი უმთავრეს სამშენებლო კონსტრუქციებთან).

დადებით თვისებებთან ერთად აღსანიშნავია ისიც, რომ სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციის სიმაღლე იზრდება (რაც თავისთავად იწვევს შენობის სიმაღლის გაზრდას) და სათბობი სისტემის მონტაჟის დაწყება შეიძლება მხოლოდ უმთავრესი სამშენებლო კონსტრუქციების აწყობის შემდეგ, რაც ახანგრძლივებს მშენებლობის ვადებს და აყოვნებს შენობის ჩაბარებას საექსპლუატაციოდ.

იატაკის სათბობი პანელები. როგორც აღვნიშნეთ, იატაკის ზედაპირის ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 25—27°-ს, რადგანაც უფრო მაღალი ტემპერატურისას სათავსში მყოფი ადამიანები განიცდიან არასასიამოვნო შეგრძნებას ტერფებზე.

იატაკის ზედაპირის ასეთი დასაშვები დაბალი ტემპერატურისას კი ძალიან გაძნელებულია სათავსის თბოდანაკარგების ანაზღაურება. მართო იატაკში განლაგებული სათბობი პანელების მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობით ხშირად საჭირო ხდება დამატებითი სათბობი პანელების განლაგება კედლებში. კონსტრუქციული თვალსაზრისით იატაკში სათბობი პანელების მოწყობა მხოლოდ იმით განსხვავდება ქერის კონსტრუქციებისაგან, რომ თბოსაიზოლაციო ფენა იატაკის კონსტრუქციაში ეწყობა არა სათბობი პანელის ზემოდან, არამედ ქვემოდან.

10. 5 ნახაზზე ნაჩვენებია იატაკის კონსტრუქცია სათბობი პანელით, იმ შემთხვევისათვის, როდესაც იატაკის კონსტრუქციის ქვემოთ არ არის სათავსი (იატაკი ეწყობა უშუალოდ გრუნტზე). ამ კონსტრუქცი-



ნ.ბ. 10.5.

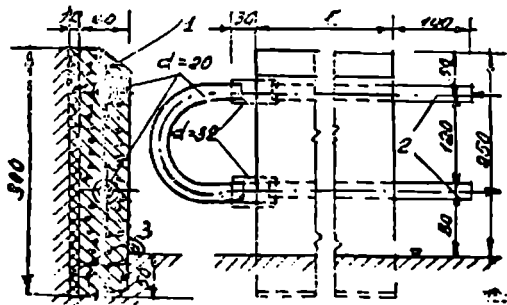
ციაში ლინოლეუმი 1 დაგებულია ცემენტის მოსაპირკეთებელ შრეზე 2, გასახურებელი მილები 3 ჩალაგებულია ბეტონის ფილაში 4, რომელიც თავის მხრივ. დაგებულია პემზაბეტონის ფენაზე 5. საიზოლაციო მასალად გამოყენებულია წიდა 6, რომელიც უშუალოდ გრუნტზეა დაყრილი.

თუ 10. 3 ნახაზზე ნაჩვენებ ჰერის კონსტრუქციაში თბოსაიზოლაციო მასალას 3 მოვაწყობთ სათბობი ფილის 4 არა ზემოთ, არამედ ქვემოთ, მაშინ ეს კონსტრუქცია გადაიქცევა იატაკის სათბობ კონსტრუქციად, რომელიც გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც იატაკის კონსტრუქციის ქვემოთ გვაქვს სათავსი.

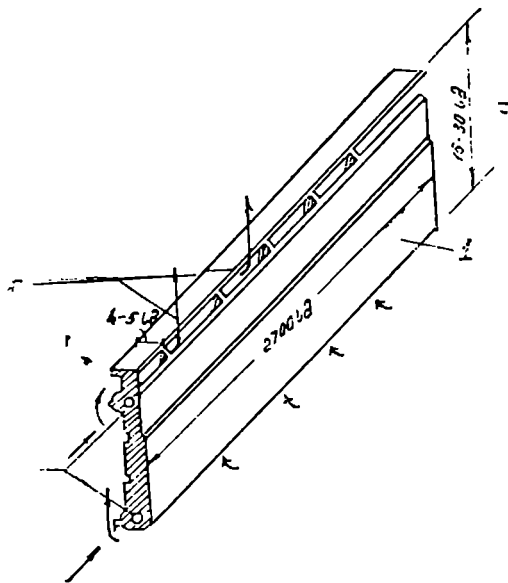
კედლის სათბობი პანელები. არჩევენ კედლის სათბობი პანელების სამ უმთავრეს ნაირსახეობას: პლინთუსურს, ფანჯრის რაფისქვეშას და ტიხრებიანს. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

პლინთუსური სათბობი პანელები. ჩვეულებრივი ხის პლინთუსების ნაცვლად მაღაზიებში, სახვითი ხელოვნების გამოსაფენ დარბაზებში, ბავშვთა დაწესებულებების სათავსებში და სხვ. აწყობენ ბეტონის (საბჭოთა კავშირში), თუჯის ან ფოლადის (საზღვარგარეთის ქვეყნებში) სათბობ პლინთუსებს.

10. 6 ნახაზზე ნაჩვენებია ბეტონის სათბობი პლინთუსის კონსტრუქცია, ამ კონსტრუქციაში გამოყენებული 150 მარკის ბეტონში 1 მო-



ნ.ბ. 10.6.



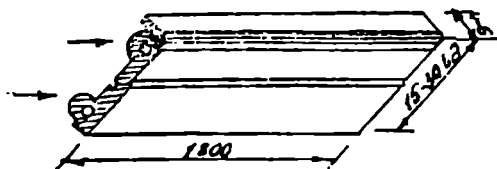
ნახ. 10.7.

10. 7 ნახაზზე ნაჩვენებია სხივურ-კონვექციური სათბობი პლინ-
 თუსი. მას აქვს გლუვი ზედაპირი 1 და ისეთი კონსტრუქცია, რომ უზ-
 რუნველყოფს ჰაერის ცირკულაციას სათავსის კედლისაკენ მიმართუ-
 ლი პლინთუსის გამთბარი ზედაპირიდან, რისთვისაც პლინთუსის გას-
 წვრივ იატაკსა და პლინთუსის ქვედა წახნაგს შორის კეთდება კვრიტე,
 რომლიდანაც შეიწოვება (სათავსის) ჰაერი. გამთბარი ჰაერი ამოდის
 პლინთუსის ზედა ნაწილში არსებული ნახვრეტებიდან 2. თბოშემცვე-
 ლის (წყლის ან ორთქლის) ცირკულაციისათვის პლინთუსებში მოწყო-
 ბილია 20 მმ დიამეტრის მქონე მრგვალი კვეთის არხები 3. სათბობ
 პლინთუსში საკონვექციო ნახვრეტების მოწყობა 50—60%-ით ზრდის
 პლინთუსის თბოგამოყოფას იმ პლინთუსებთან შედარებით, რომლებიც
 მარტო ერთი ზედაპირიდან (სხივური პლინთუსები) გამოყოფენ სით-
 ბოს.

10. 8 ნახაზზე ნაჩვენებია სხივური სათბობი პლინთუსი, რომე-
 ლიც კონსტრუქციულად იმით განსხვავდება სხივურ-კონვექციური

თავსებზელია 20 მმ
 დიამეტრის ფოლა-
 დის მძლები 2, გარე
 კედელს და პლინთუსს
 შორის ეწყობა თბო-
 საიზოლაციო ფენა 3.
 სათბობი პლინთუსის
 ზომები, მისი ატაკის
 ღონიდან ჩაღრმავება
 და სხვა კონსტრუქ-
 ციული ზომები მოცე-
 მულია ნახაზზე.

საზღვარგარეთ გა-
 მოყენებული სათბობი
 პლინთუსებიდან აღსა-
 ნიშნავია მათი ორი
 ნაირსახეობა: სხივურ-
 კონვექციური და სხი-
 ვური. ისინი, როგორც
 უკვე აღვნიშნეთ, მზად-
 დება თუჯის ან ფოლა.
 დისაგან. ორივე სახის
 პლინთუსებს და გარე
 კედელს შორის კეთ-
 დები თბოიზოლაცია.



ნახ. 10.8.

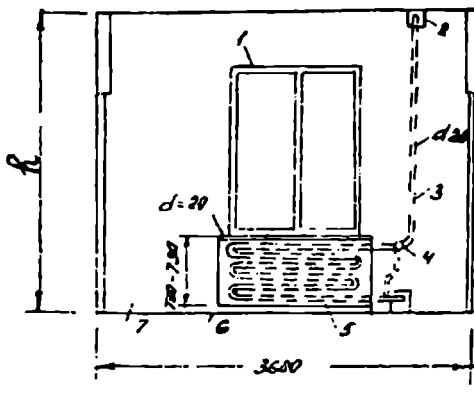
პლინთუსისაგან, რომ მასში არ არის დატოვებული საკონვექციო ნახვრეტები და ის სითბოს გამოყოფს მხოლოდ გამოსხივებით.

სათბობი პლინთუსების გამოყენებისას სათავესი ჰაერის (ვერტიკალური) ტემპერატურული გრადიენტი 0,5—1,5°-ზე ზემოთ არ აღის, გარდა ამისა, სათავესი ქვედა ზონა კარგადაა გამთბარი, რასაც განსაკუთრებით დიდი მნიშვნელობა აქვს ბავშვთა ოთახებისათვის.

პლინთუსებით გათბობის უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს ის, რომ ისინი საკმაოდ დიდი განფენილობისაა (მათი შედარებით დაბალი სიმძლავის გამო).

ფანჯრის რაფისქვეშა ბეტონის სათბობი პანელები. ასეთი ტიპის პანელების განლაგება ხდება ფანჯრის რაფის ქვეშ (იქ, სადაც ჩვეულებრივ აყენებენ რადიატორებს). ისინი შეიძლება აყოს როგორც შეთავსებული გარე კედლის კონსტრუქციასთან, ისე მისადგმელი.

10. 9 ნახაზზე მოცემულია გარე კედლის კონსტრუქცია მასში შეთავსებული ფანჯრისქვეშა სათბობი პანელით. ასეთი კონსტრუქცია გამოიყენება ასაწყობი მსხვილპანელური სახლების მშენებლობისას და მათი დამზადება ხდება ქარხნული წესით. 10.9 ნახაზზე ნაჩვენებია კონსტრუქცია შედგება ფანჯრისაგან 1, სარკმლისაგან 2 (რომელიც კეთ-



ნახ. 10.9.

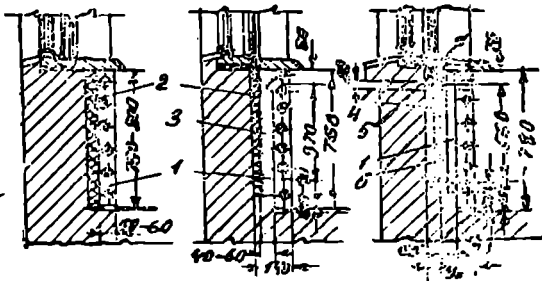
დება კედლიან პანელის ზედა და ქვედა ნაწილში იმისათვის, რომ შესაძლებელი იყოს დგარის მიღების შედუღება), დგარისაგან 3, სამსვლური პარეგულირებელი ონკანისაგან 4, რომლის ზედა ნაწილიც ამოღებული კედლის ზედაპირის ზემოთ, კლანკილისაგან 5, გამთბარი პანელისა 6 და გარე კედლისაგან 7. სათბობ პანელს და გარე კედელს შორის კეთდება თბოსაიზოლაციო მასალის ფენა.

10. 10 ნახაზზე ნაჩვენებია ე. წ. მისადგმელი პანელები, რომელთა სათბობი სისტემის მილსადენებთან მიერთება ხდება ისევე, როგორც რადიატორებისა. ისინი შეიძლება იყოს ცალმხრივი (იხ. ნახ. 10, 10, ა) ან ორმხრივი (იხ. ნახ. 10, 10. ბ და გ) თბოგაცემით. 10. 10 ნახაზზე ნაჩვენებია კონსტრუქცია შედგება: სათბობი პანელისაგან 1, თბოსაიზოლაციო მასალის ფენისაგან 2, საკონვექციო არხისაგან 3, გარე ჰაერის მოსადენი არხისაგან 4, ჩამკეტი სარქველისაგან და ფოლადის ეკრანისაგან 6.

ორმხრივი თბოგამცემი სათბობი პანელის (იხ. ნახ. 10, 10, ბ) და გარე კედელს შორის საკონვექციო არხის მოწყობა (ისევე, როგორც პლინთუსური სათბობი პანელების გამოყენებისას) 5—60%-ით ზრდის გაცემული სითბოს რაოდენობას (ცალმხრივ სათბობ პანელთან შედარებით).

10. 10, გ ნახაზზე ნაჩვენებია ორმხრივი თბოგამცემი სათბობი პანელის გარე კედელთან განლაგების ორიგინალური კონსტრუქცია.

როგორც ამ ნახაზიდან ვხედავთ, გარე კედელში დატოვებულია გაჭოლი არხი 4, რომლის საშუალებითაც გარე ჰაერი შემოედინება სათბობ პანელსა და გარე კედელს შორის დატოვებულ საკონვექციო არხში 3, სადაც ხდება ამ ჰაერის გათბობის და მისი სათავსში მიწოდება. ასეთი კონსტრუქციის გამოყენებისას სათავსის სანიტარიულ-ჰიგიენური პირობები გაცილებით უმჯობესდება, რადგანაც მასში გა-

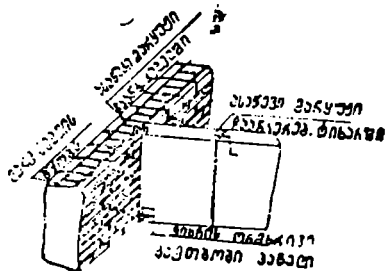


ნახ. 10.10.

რე სუფთა პაერი უწყვეტად შედის. გარდა ამისა, ასეთი კონსტრუქცია არ საკიროებს თბოსაიზოლაციო ფენის მოწყობას.

საკონვექციო არხების მოწყობის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ ისინი ძნელი გასაწმენდია მტერი-საგან.

ტიხრებს სათბობი პანელები. როგორც წესი, ასეთ სათბობ პანელებს აქვთ ორმხრივი თბოგამცემი ზედაპირები, რაც საშუალებას იძლევა ერთი პანელით ორი მომიჯნავე სათავსის გათბობისა. მათი განლაგება ხდება სათავსის ტიხრებში უშუალოდ გარე კედლის ზედაპირთან ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 10. 11 ნახაზზე.

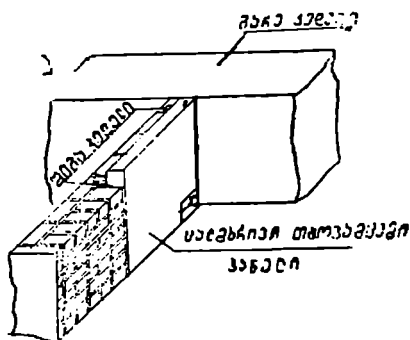


ნახ. 10.11.

როგორც გამოჩაყლისი. შეიძლება გვექონდეს ცალმხრივი თბოგამცემი ტიხრული სათბობი პანელი. ასეთი სათბობი პანელის მეორე ზედაპირზე უნდა გაკეთდეს თბოსაიზოლაციო მასალის ფენა (იმ შემთხვევაში, თუ პანელის განლაგება ხდება გარე კედელში).

10. 12 ნახაზზე ნაჩვენებია ცალმხრივი თბოგამცემი პანელის განლაგება შიგა კედლის კონსტრუქციაში.

ტიხრის სათბობი პანელები შეიძლება იყოს როგორც შეთავსებულ (სამშენებლო ტიხრის ნაწილი ეკავოს), ისე მისადგმელი. სისქის ში-



ნახ. 10.12.

ხედვით ისინი კეთდება სამშენებლო ტიხრის სისქის ტოლი და შეიძლება იყოს 80—180 მმ-მდე ზღვრებში. სათბობ პანელს იღებენ სათავსის სიმაღლის ტოლს, მაგრამ პანელში მოთავსებული სათბობი ელემენტის (რეჯისტრის ან კლაკნილის) სიმაღლე არ უნდა აღემატებოდეს 1800—2000 მმ, რათა არ მოხდეს სათავსის ზედა ზონის გადამეტურე-

10. 14 ნახაზზე ნაჩვენებია სამშენებლო ტიხარი მასში შეთავსებული სათბობი ელემენტით (აქაც იგივე აღნიშვნებია, რაც 10. 13 ნახაზზე). ასეთი სათბობი პანელები სამშენებლო პრაქტიკაში გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობა შენდება ასაწყობი, დიდი ზომის სამშენებლო პანელებისაგან.

ტიხრის სათბობ პანელებს აქვს მთელი რიგი დადებითი მხარეები, რომელთაგანაც აღსანიშნავია: ა) მათი გამოყენებისას არ არის საჭირო თბური იზოლაციის მოწყობა, ბ) მცირეა ლითონის ხარჯი, გ) ნაკლებად შრომატევადია, დ) გათბობის სისტემის მონტაჟი ხდება მშენებლობის წარმოების პარალელურად და სხვა.

ასეთი სათბობი პანელების უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს მათი დიდი თბური ინერცია.

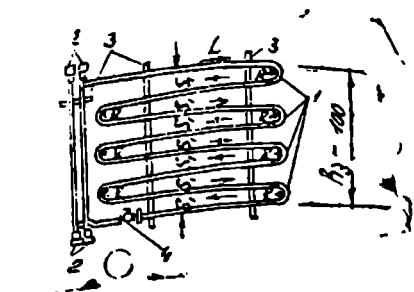
§ 10. 0. სათბობი პანელების მილსადენები

სათბობი პანელების სიზრქეში, როგორც ვიცით, ჩალაგებულია მილები (ე. წ. სათბობი ელემენტი), რომლებშიც ხდება თბომეცველის ცირკულაცია. პრაქტიკაში უმთავრესად გამოიყენება ფოლადის მილები (15 და 20 მმ დიამეტრის), თუმცა ზოგჯერ იყენებენ სპილენძის ან მინის მილებსაც. უკანასკნელი რამდენიმე წლის მანძილზე მიმდინარეობს მუშაობა სათბობ პანელებში გათბობ ელემენტებად პლასტმასისაგან დამზადებული მილების გამოყენებისათვის. ლაბორატორიულ გამოცდას გადის ბეტონის სათბობი პანელები, რომლებშიც დატოვებულია მრგვალი კვეთის არხები (მილების გარეშე) და რომელთა ზედაპირებიც დაფარულია სინთეზური მასალისაგან დამზადებული დამცავი წყალშეუღწევი ფენით.

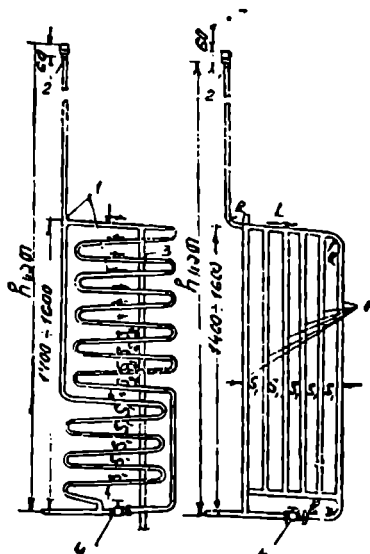
სათბობ ელემენტებად ფოლადის მილების ფართოდ გამოყენება განპირობებულია მათი დიდი სიმტკიცით (15 ÷ 20 ატმ), შეღულების სიმარტივეთა და საიმედოობით.

სათბობ პანელებში ჩაბეტონებული ფოლადის მილებს გაცილებით მეტი ამორტიზაციის ვადა აქვთ, ვიდრე ჩვეულებრივ პირობებში, რაც იმით აიხსნება, რომ ფოლადის მილების გარე ზედაპირებს არა აქვთ უშუალო კონტაქტი ჰაერთან, რაც გამოორიცხავს მილების კოროზიის შესაძლებლობას.

ფოლადის მილებისაგან სათბობი ელემენტები შეიძლება დამზადდეს კლანკილის ან რეგისტრის სანით.



ნახ. 10.15.



ნახ. 10.16

10. 15 ა და ბ ნახაზებზე ნაჩვენებია ფოლადის მილებისაგან დამზადებული კლაკნილების ორი ნაირსახეობა, რომლებიც გამოიყენება ფანჯრის რაფის ქვეშ სათბობი პანელებისათვის. იმისათვის, რომ სათბობ კლაკნილებში თბოშემცველმა იმოძრაოს თავისუფლად, მილები 1 კეთდება 0,005 მ დახრით (ყოველ გრძელ მეტრზე თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულებით), კლაკნილებს დგართან მისაერთებლად ბოლოებზე მიერთებული აქვთ ქურო 2, მილების დახრის ფიქსაციისათვის კლაკნილს უკეთებდა სიხისტის თამასა 3, კლაკნილებზე დაყენებულია ორმაგი რეგულირების ონკანები 4.

10. 16 ა და ბ ნახაზებზე ნაჩვენებია კედლის ან ტიხრის გამთბობ პანელებში გამოყენებული სათბობი ელემენტები. ერთ მათგანს (ნახ. 10. 16, ა) აქვს კლაკნილის ფორმა, მეორეს კი — რეგისტრის (ამ ნახაზზე იგივე აღნიშვნებია, რაც 10. 15 ნახაზზე). რეგისტრის გამოყენებისას მცირდება თბოშემცველის საციკრულაციო მანძილი, რის შედეგადაც მცირდება სათბობი ელემენტის ჰიდრავლიკური წინაღობა, რასაც დიდი მნიშვნელობა აქვს იმ შემთხვევაში, როდესაც გათბობის სისტემაში ერთდროულად გამოყენებულია სხვადასხვა სახის სათბობი ხელსაწყოები, მაგალითად, რადიატორები და ტიხრის სათბობი პანელები (რადგანაც რადიატორებსაც მცირე ჰიდრავლიკური წინაღობა აქვთ).

10.15 და 10.16 ნახაზებზე ნაჩვენებია სათბობი ელემენტები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს იატაკისა და კერის სათბობ პანელებშიც იმ განსხვავებით, რომ ამ უკანასკნელებში ისინი ეწყობა არა ვერტიკალურად, არამედ ჰორიზონტალურად.

პრაქტიკაში გამოიყენება უამრავი კონფიგურაციის მქონე სათბობი ელემენტები და მათი ნაირსახეობის შერჩევა ხდება დამპროექტებლის მიერ. დასაპროექტებელი ობიექტის კონკრეტული თავისებურებებიდან გამომდინარე.

სათბობი ელემენტების დამზადება წარმოებს ცენტრალურ დამამზადებელ სახელოსნოებში ან იმ ქარხნების მილდამამზადებელ საამქროებში, რომლებშიც მზადდება გამთბობი პანელები.

სათბობი ელემენტების მილების შეერთება წარმოებს (ელექტრო ან აირის) შედუღებით.

სათბობი ელემენტის მილებს შორის მანძილი განისაზღვრება გაანგარიშებით და აიღება $80 \div 250$ მმ-მდე. დამზადებული სათბობი ელემენტი გამოიკვდება (სიმტკიცეზე) 10 ატმ სიდიდის ჰიდრაულიკური წნევის ქვეშ 2 წუთის განმავლობაში. ამ პერიოდში წნევის ოდნავი ვარდნაც კი არ დაიშვება.

§ 10. 7. სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა

სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა შეიძლება ქვემოთ მოცემული განტოლებით

$$q = \alpha_{\text{თბ}} F_{\text{გ.ა}} (\tau_{\text{გ.ა}} - t_{\text{გ}}) \text{ ვტ,} \quad (10.25)$$

სადაც $\alpha_{\text{თბ}}$ არის სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი, რომელიც ჰერის სათბობი პანელებისათვის აიღება 6,8-ის, ხოლო იატაკისათვის 9,9 ვტ/მ² გრ. ტიხრისა და კედლის სათბობი პანელებისათვის მნიშვნელობები აიღება 10.1 ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან;

$F_{\text{გ.ა}}$ — სათბობი პანელის ფართობი, მ²-ობით (გამოითვლება (10—24) ფორმულით);

$\tau_{\text{გ.ა}}$ — სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, გ-ობით;

$t_{\text{გ}}$ — სათავესი ჰერის საანგარიშო ტემპერატურა, °C-ობით.

იმისათვის, რომ შეგვეძლოს (10. 25) ფორმულის გამოყენება, აუცილებელია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა

რის მნიშვნელობის ცოდნა. ამ ტემპერატურის ($\tau_{გა}$) განსაზღვრა კორთულია. არსებობს მთელი რიგი (როგორც უცხოელი ისე სამამულო) ავტორების შრომები, რომლებშიც მოცემულია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრელი საბოლოო ფორმულები, რომელთა გამოყენების დროსაც ავტორებმა შესაძლოდ სცნეს მთელი რიგი პირობითი დაშვებები, რის გამოც ამ ფორმულებით გამოთვლილი საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის ($\tau_{გა}$) მნიშვნელობები შესამჩნევად განსხვავდება მათი ფაქტიური მნიშვნელობები-საგან.

მაგრამ ამ ამოცანის ($\tau_{გა}$ განსაზღვრის) ამოხსნა გაცილებით ადვილდება, თუ გამოვიყენებთ სასრულ სხვაობათა მეთოდს.

როგორც აღვნიშნეთ, გამთბობი პანელის თბოგაცემის განსაზღვრა შეიძლება მაშინ, თუ ცნობილია მისი ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა, ეს უკანასკნელი კი, თავის მხრივ, დამოკიდებულია შემდეგ ფაქტორებზე:

ა) იმ მასალის ან მასალათა ფენების თბოგამტარობის კოეფიციენტზე, რომლიდანაც დამზადებულია გამთბობი პანელი — λ ეტ/მ გ-ობით;

ბ) ამ ფენათა სისქეზე — δ მ-ობით;

გ) იმ მილების გარე დიამეტრზე, რომლებიდანაც დამზადებულია სათბობი ელემენტი — $d_{გარე}$ მ-ობით;

დ) სათბობი ელემენტის მილებს შორის არსებულ მანძილზე — S მ-ობით;

ე) სათბობ ელემენტში შესული თბოშემცველის (წყლის ან ორთქლის) საშუალო ტემპერატურაზე — $t_{საშ}$ გ-ობით;

ვ) სათბობი პანელის ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტზე — $\alpha_{გარე}$ ეტ/მ² გ-ობით;

ზ) სათავისის ჰაერის ტემპერატურაზე — $t_{ა}$ გრადუსობით;

მათემატიკურად ეს ფუნქციური დამოკიდებულება შეიძლება ასე წარმოვიდგინოთ

$$\tau_{გა} = (\lambda, \delta, d_{გარე}, S, t_{საშ}, \alpha_{გარე}, t_{ა}). \quad (10.26)$$

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის ზუსტი განსაზღვრა ზემოთ ჩამოთვლილი მრავალი ფაქტორის გათვალისწინებით (ერთგვაროვანი სხეულის შემთხვევაში) დაკავშირებულია ქვემოთ

მოცემული თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლების ანალიზურ გადაწყვეტასთან

$$\frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (10.27)$$

სადაც a არის დრო;

x, y, z — კოორდინატები.

ამ განტოლების საერთო სახით ამოხსნა ძალიან რთულია. მაგრამ მისი ამოხსნა შედარებით ადვილდება იმ შემთხვევაში, თუ „სტაციონარული პირობები“ გვაქვს, ანუ ისეთი პირობები, როდესაც გარემოს ტემპერატურა ნებისმიერ დროში უცვლელი რჩება. ასეთ შემთხვევაში თბური ნაკადიც უცვლელი იქნება.

ამრიგად, თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისათვის (10.27) განტოლებას ექნება შემდეგი სახე

$$\frac{\partial t}{\partial z} = 0.$$

ვინაიდან (10. 27) განტოლებაში a კოეფიციენტი არ შეიძლება ნულს უდრიდეს, ამიტომ ნულის ტოლი უნდა იქნება გამოსახულება

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (10.28)$$

(10. 28) განტოლება არის სწორედ ტემპერატურული ველის ის დიფერენციალური განტოლება, რომელიც თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისათვის გვექნება.

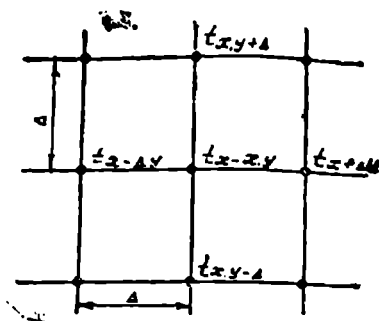
როდესაც z კოორდინატის მიმართულებით ტემპერატურა უცვლელი რჩება, მაშინ (10. 28) განტოლება უფრო მარტივი, ბრტყელი ტემპერატურული ველის განტოლების სახეს მიიღებს

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0. \quad (10.29)$$

(10. 29) განტოლების ინტეგრირება (საერთო სახით) საკმაოდ რთულია.

მაგრამ მისი ამოხსნა, როგორც უკვე აღვნიშნეთ. შეიძლება არსებითად გაადვილდეს, თუ გამოვიყენებთ სასრულ სხვაობათა მეთოდს, რომელიც შემდეგშია:

გამოსაკვლევ ტემპერატურულ ველზე ვადებთ კვადრატულ ბადეს (რომლის კვანძები ერთმანეთისაგან დაშორებულია Δ მანძი-



ნახ. 10.17.

ლით) ისე, რომ ბადის ძაფების ერთი წყება თბური ნაკადის უმთავრესი მიმართულების პარალელური იქნეს, ხოლო მეორე — პერპენდიკულარული. ამასთან, ბადის კვანძები შეძლებისდაგვარად განლაგებული უნდა იქნეს იმ წერტილებში, რომლებშიც საჭიროა ტემპერატურის განსაზღვრა (იხ. ნახ. 10. 17).

ამასთან ერთად (10. 29) დიფერენციალური განტოლება იცვლება ჩვეულებრივი წრფივი განტოლებების სისტემით. რომლებშიც უცნობი იქნება საძიებელი ველის ბადის კვანძებში განლაგებული წერტილების ტემპერატურა.

სასრულ სხვაობაში (10. 29) განტოლებას ექნება შემდეგი სახე

$$t_{xx} + t_{yy} = 0, \quad (10.30)$$

სადაც t_{xx} და t_{yy} არის t ფუნქციის მეორეული სასრული სხვაობა, შესაბამისად x და y კოორდინატების მიმართულებით.

ვსაზღვრავთ მეორეულ სასრულ სხვაობებს. ამ მიზნით გამოვყოთ კვანძი $t_{x,y}$ ტემპერატურით (იხ. ნახ. 10. 17) და შევადგინოთ ტემპერატურათა პირველი სხვაობა ამ კვანძიდან მარჯვნივ

$$t'_x = \frac{t_{x+\Delta,y} - t_{x,y}}{\Delta}.$$

ახლა შევადგინოთ ტემპერატურათა პირველი სხვაობა ამ კვანძიდან მარცხნივ

$$t''_x = \frac{t_{x,y} - t_{x-\Delta,y}}{\Delta}.$$

ამის შემდეგ ვადგენთ ტემპერატურათა მეორეულ სხვაობას აბსცისთა ღერძის მიმართულებით

$$\begin{aligned} t_{xx} &= \frac{t'_x - t''_x}{\Delta} = \frac{\frac{1}{\Delta}(t_{x+\Delta,y} - t_{x,y}) - \frac{1}{\Delta}(t_{x,y} - t_{x-\Delta,y})}{\Delta} = \\ &= \frac{1}{\Delta^2} (t_{x+\Delta,y} - 2t_{x,y} + t_{x-\Delta,y}). \end{aligned}$$

ანალოგიურად შეგვიძლია დაწეროთ ტემპერატურათა მეორე-
ული სხვაობა ორდინატთა ღერძის მიმართულებით

$$t_{yy} = \frac{1}{\Delta^2} (t_{x, y+\Delta} - 2t_{x, y} + t_{x, y-\Delta}).$$

თუ t_{xx} და t_{yy} -ის მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (10. 30) განტოლუ-
ბაში, მივიღებთ

$$\frac{1}{\Delta^2} (t_{x+\Delta, y} - 2t_{x, y} + t_{x-\Delta, y}) + \frac{1}{\Delta^2} (t_{x, y+\Delta} - 2t_{x, y} + t_{x, y-\Delta}) = 0.$$

თუ ამ განტოლებას ამოვხსნით t_{xy} -ის მიმართ, მივიღებთ

$$t_{x, y} = \frac{t_{x+\Delta, y} + t_{x-\Delta, y} + t_{x, y+\Delta} + t_{x, y-\Delta}}{4}. \quad (10.31)$$

(10. 31) განტოლება არის თბოგადაცემის სტაციონარულ პირო-
ბებში მყოფი ერთგვაროვანი მასალისაგან დამზადებული სათბობი პა-
ნელის ტემპერატურათა საანგარიშო ფორმულა. როგორც ამ ფორმუ-
ლიდან ჩანს, საძიებელი წერტილის ტემპერატურა უდრის ამ წერტი-
ლის ირგვლივ განლაგებული ოთხი წერტილის (კვანძის) ტემპერატუ-
რათა საშუალო არითმეტიკულს.

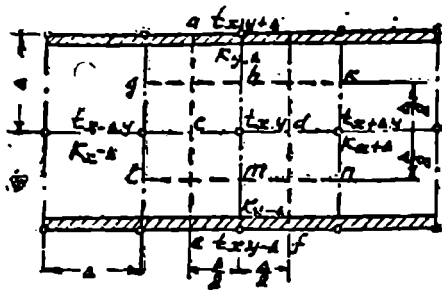
თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისათვის, ოღონდ არა-
ერთგვაროვანი მასალისაგან დამზადებული ბრტყელი სხეულის შემთხ-
ვევაში კი საძიებელი წერტილის ტემპერატურის განსაზღვრა დაკავ-
შირებულია შემდეგი დიფერენციალური განტოლების გადაწყვეტას-
თან

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} = 0, \quad (10.32)$$

სადაც Q_x და Q_y არის შესაბამისად x და y კოორდინატების მი-
მართულებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა.

(10. 32) განტოლების ინტეგრება კიდევ უფრო ძნელია, ვიდრე
აღრე განხილული ანალოგიური (10. 29) განტოლებისა, მაგრამ მისი
ამოხსნა არსებითად აღვილდება სასრულ სხვაობათა მეთოდის გამო-
ყენების შემთხვევაში.

როგორც ერთგვაროვანი სხეულის განხილვის შემთხვევაში, აქაც
(არაერთგვაროვანი მასალისაგან შემდგარი სხეულის) გამოსაკვლევ
ტემპერატურულ ველზე ვაღებთ კვადრატულ ბადეს (იხ. ნახ. 10. 18).



ნახ. 10.18.

(10.32) დიფერენციალური განტოლების ნაცვლად ვწერთ განტოლებას სასრულ სხვაობაში

$$Q_x + Q_y = 0 \quad (10.33)$$

და აქაც, აღრე განხილულის ანალოგიურად (ბადეზე აღებული რომელიმე წერტილისათვის, ვთქვათ t_x, y

წერტილისათვის), ვსაზღვრავთ სითბოს რაოდენობას, აღებულს t_x, y წერტილის მარჯვნივ და მარცხნივ (აბსცისთა ღერძზე):

$$Q' = k_{x+\Delta} \cdot \Delta (t_{x+\Delta, y} - t_{x, y})$$

და

$$Q'' = k_{x-\Delta} \cdot \Delta (t_{x, y} - t_{x-\Delta, y}).$$

ვადგენთ სითბოს რაოდენობის პირველ სხვაობას ჯერ აბსცისათა და მერე ორდინატთა ღერძების მიმართ:

$$Q_x = \frac{Q' + Q''}{\Delta} = k_{x+\Delta} (t_{x+\Delta, y} - t_{x, y}) - k_{x-\Delta} (t_{x, y} - t_{x-\Delta, y})$$

და

$$Q_y = k_{y+\Delta} (t_{x, y+\Delta} - t_{x, y}) - k_{y-\Delta} (t_{x, y} - t_{x, y-\Delta}).$$

თუ მიღებული ამ ორი Q_x და Q_y სიდიდის მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (10.33) განტოლებაში და მიღებულ განტოლებას ამოვხსნით საძიებელი t_x, y წერტილის მიმართ, მაშინ მივიღებთ ახალ საანგარიშო ფორმულას

$$t_{x, y} = \frac{k_{x-\Delta} t_{x-\Delta, y} + k_{y+\Delta} t_{x, y+\Delta} + k_{x+\Delta} t_{x+\Delta, y} + k_{y-\Delta} t_{x, y-\Delta}}{k_{x-\Delta} + k_{y+\Delta} + k_{x+\Delta} + k_{y-\Delta}} \quad (10.34)$$

(10.34) განტოლება არის ის საანგარიშო ფორმულა, რომლითაც ვსაზღვრავთ ტემპერატურას ბადის ნებისმიერ კვანძებში სტაციონარული თბოგადაცემის და არაერთგვაროვანი მასალის შემთხვევაში.

რაგორც (10.34) ფორმულიდან ჩანს, ტემპერატურა საძიებელ წერტილში უდრის ირგვლივ მდებარე ოთხი წერტილის ტემპერატურათა საშუალო შეწონილს.

კერძო შემთხვევაში, თუ ყველა ოთხი წერტილი, რომლებიც მდებარეობს f_{xy} ტემპერატურიანი წერტილის ირგვლივ, განლაგებულია (არაერთგვაროვანი სხეულის) ერთი მასალის ფარგლებში, მაშინ მასალის ყველა მიმართულებით თბოგადაცემის კოეფიციენტები $(k_x - \Delta, k_y \pm \Delta, k_x + \Delta, k_y + \Delta)$ ურთიერთტოლია და ამიტომ (10.34) ფორმულა მარტივდება და ის მიიღებს (10. 31) განტოლების სახეს.

ბადის კვანძებს შორის თბოგადაცემის კოეფიციენტების სიდიდების განსაზღვრა წარმოებს შემდეგნაირად: ვგულისხმობთ, რომ f_{xy} ტემპერატურის მქონე კვანძიდან სითბოს გადაცემა $f_{x,y+\Delta}$ ტემპერატურიანი კვანძისაკენ ხდება (იხ. ნახ. 10. 18) მხოლოდ $abcd$ კვადრატის ფარგლებში, $f_{x,y-\Delta}$ ტემპერატურიან კვანძისაკენ — $ghic$ კვადრატის ფარგლებში, $f_{x+\Delta,y}$ ტემპერატურიან კვანძისაკენ — $hkno$ კვადრატის, ხოლო $f_{x-\Delta,y}$ ტემპერატურიანი კვანძისაკენ — $ghme$ კვადრატის ფარგლებში, მაშინ თბოგადაცემის $k_{y+\Delta}$ კოეფიციენტი განისაზღვრება როგორც abc კვადრატის თბოგადაცემის წინააღმდეგობის შებრუნებული სიდიდე. $k_{y-\Delta}$ — შესაბამისად, როგორც $cdse$ კვადრატის თბოგადაცემის წინააღმდეგობის და ა. შ.

ერთგვაროვან მასალაში თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე ბადის ყველა კვანძს შორის ერთნაირი იქნება და განისაზღვრება $k = \frac{\lambda}{\Delta}$ გამოსახულებიდან. სადაც λ არის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი. ხოლო Δ — მანძილი ბადის კვანძებს შორის.

იმ შემთხვევაში, როდესაც f_{xy} ტემპერატურიანი კვანძი დევს სხეულის იმ სიბრტყეში, რომელსაც ესაზღვრება ჰაერი, მაშინ ჰაერისაკენ თბოგადაცემის კოეფიციენტი ტოლი იქნება შესაბამისი თბოგადაცემის h_a კოეფიციენტისა, ხოლო k კოეფიციენტი ამავე სიბრტყეში განლაგებული ბუნებრივი კვანძების მიმართულებით აიღება შემასწორებელი მამრავლით 0,5. ეს იმიტომ კეთდება, რომ ამ კვანძების მიმართულებით თბოგადაცემა მასალაში ხდება მხოლოდ ბადის კვადრატის ნახევარი ფართობის ფარგლებში, ხოლო ჰაერისადმი (რომელშიც აღმოჩნდება კვადრატის მეორე ნახევარი) თბოგადაცემას ადგილი არ ექნება.

ტემპერატურული ველის გაანგარიშება ზემოთ მოცემული მეთოდის საშუალებით ხდება შემდეგნაირად: ბადის თითოეულ კვანძზე თავისი რიგითი ნომრის დაწერის შემდეგ ამ კვანძებისათვის ვიღებთ ტემ-

პერატურის რომელიმე ნებისმიერ მნიშვნელობას, შემდეგ (10. 31) და (10. 34) ფორმულის საშუალებით გამოვიანგარიშებთ ტემპერატურის მნიშვნელობას ყველა კვანძში. ამის შემდეგ ტემპერატურის მიღებული სიდიდეებით ვცვლით ჩვენ მიერ წინასწარ დაშვებულ მნიშვნელობებს. ამავე ფორმულებით ისევ ვაზუსტებთ ტემპერატურებს და განგარიშებას ვაგრძელებთ მანამ, სანამ ბადის თითოეულ კვანძში ტემპერატურა არ დააკმაყოფილებს (10. 31) და (10. 34) განტოლებას:

განგარიშების პროცესი დამთავრებულად შეიძლება ჩაითვალოს მხოლოდ მაშინ, როდესაც წინასწარ დაშვებული სიზუსტის ფარგლებში ტემპერატურის მნიშვნელობები ბადის ყველა კვანძში მუდმივი დარჩება. განგარიშების ხანგრძლივობა დამოკიდებულია იმაზე, თუ რამდენად სწორად იყო აღებული ტემპერატურის საწყისი მნიშვნელობები.

ქვემოთ განვიხილოთ (აღწერილი მეთოდით) განგარიშების მაგალითი.

მაგალითი 10. 2. დაუშვათ, რომ საჭიროა ბეტონის ისეთი სათბობი პანელის ტემპერატურული ველის განგარიშება, რომლის სიმკვრივეა $\rho = 2200$ კგ/მ³ ($\lambda = 1.28$ ვტ/მ, გრად), ხოლო სისქე 120 მმ.

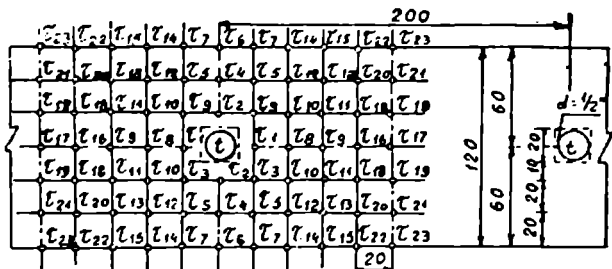
პანელის სიზრქეში დატანებულია 20 მმ დიამეტრის ფოლადის მილებისაგან დამზადებული რეგისტრი, მილებს შორის მანძილია $s = 200$ მმ. რეგისტრი განლაგებულია ზუსტად სათბობი პანელის სიზრქის შუაში. განგარიშების დროს მილების მრგვალ კვეთს ვიხილავთ, როგორც კვადრატულს.

ტემპერატურული ველის განსაზღვრისათვის პანელის განივ ჰორიზონტზე ვადებთ კვადრატულ ბადეს, რომლის კვანძებს შორის მანძილი 20 მმ შეადგენს (იხ. ნახ. 10. 19).

ყოველ კვანძთან ვწერთ ტემპერატურას (t) ჩიცხობრივი ინდექსით (იხ. ნახ. 10. 19 ა), რომელიც შეესაბამება კვანძის ნომერს. სათბობს წყაროს (რეგისტრის) მიმართ ზოგიერთი კვანძების სიმეტრიულად განლაგების გამო მათ ექნებათ ერთნაირი ტემპერატურა, ე. ი. ამ კვანძებში ტემპერატურას (t) ექნება ერთი და იგივე ინდექსი.

1-ლი და მე-2 კვანძი მილის ზედაპირიდან 10 მმ-ითაა დაშორებული და ამიტომ მათთვის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი იქნება

$$k_1 = k_2 = \frac{1,28}{0,01} = 128.$$



25.1	25.3	25.7	26.1	26.6	26.8	26.6	26.1	25.7	25.3	25.1
26.0	26.3	26.6	27.2	27.8	28.2	27.8	27.2	26.6	26.2	26.0
26.6	26.8	27.3	28.1	29.3	30.6	29.3	28.1	27.3	26.8	26.6
26.8	27.0	27.6	28.6	30.7	32.7	30.7	28.6	27.6	27.0	26.8
26.6	26.8	27.3	28.1	29.3	30.6	29.3	28.1	27.3	26.8	26.6
26.0	26.2	26.6	27.2	27.8	28.2	27.8	27.2	26.6	26.2	26.0
25.1	25.3	25.7	26.1	26.6	26.8	26.6	26.1	25.7	25.3	25.1

37.3	37.7	38.8	40.3	42.0	42.9	42.0	40.3	38.8	37.7	37.3
39.7	40.1	41.3	43.3	45.7	47.2	45.7	43.3	41.3	40.1	39.7
41.1	41.6	43.2	46.1	50.4	54.0	50.4	46.1	43.2	41.6	41.1
41.5	42.1	44.8	47.7	54.9	59.9	54.9	47.7	44.8	42.1	41.5
41.1	41.6	43.2	46.1	50.4	54.0	50.4	46.1	43.2	41.6	41.1
39.7	40.1	41.3	43.3	45.7	47.2	45.7	43.3	41.3	40.1	39.7
37.3	37.7	38.8	40.3	42.0	42.9	42.0	40.3	38.8	37.7	37.3

52.7	52.7	54.3	56.8	59.4	60.8	59.4	56.8	54.3	52.7	52.2
56.2	56.9	58.9	62.0	65.7	68.1	65.7	62.0	58.9	56.9	56.2
58.8	59.7	62.3	66.7	73.2	80.1	73.2	66.7	62.3	59.7	58.8
59.9	60.7	63.7	69.6	80.3	89.6	80.3	69.6	63.7	60.7	59.9
58.8	59.7	62.3	66.7	73.2	80.1	73.2	66.7	62.3	59.7	58.8
56.2	56.9	58.9	62.0	65.7	68.1	65.7	62.0	58.9	56.9	56.2
52.2	52.7	54.3	56.8	59.4	60.8	59.4	56.8	54.3	52.7	52.2

ყველა დანარჩენ კვანძს შორის მანძილი 20 მმ-ია და ამიტომ მათ-
ჯვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი იქნება

$$k = \frac{1,28}{0,02} = 64.$$

თუ მიღებული თბოგადაცემის კოეფიციენტს ჩავსვამთ (10. 34)
ფორმულაში, მაშინ 1-ელი კვანძისათვის მივიღებთ

$$t_1 = \frac{k \cdot t_{300} + k t_6 + (k t_3) \cdot 2}{k_1 + 3k} = \frac{128 t_{300} + 64 t_6 + (64 t_3) \cdot 2}{128 + 3 \cdot 64} =$$

$$= 0,4 t_{300} + 0,2 t_6 + 0,4 t_3.$$

მე-2 კვანძისათვის გვექნება

$$\frac{128 t_{300} + 64 t_1 + (64 t_2) \cdot 2}{128 + 3 \cdot 64} = 0,4 t_{300} + 0,2 t_1 + 0,4 t_2.$$

იმის გამო, რომ ბადის დანარჩენი (გარდა იმ კვანძებისა, რომლე-
ბიც ესაზღვრება ჰაერს) კვანძებისათვის მივიღეთ თბოგადაცემის ერ-
თი და იგივე სიდიდღე, ესარგებლობთ (10.3) ფორმულით და მივიღებთ

$$t_3 = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_{10}}{4} = 0,25 (t_1 + t_2 + t_6 + t_{10})$$

და

$$t_4 = 0,25 (t_1 + t_6 \cdot 2 + t_3).$$

ანალოგიური განტოლებები გვექნება $t_5, t_8, t_9, t_{10}, t_{11}, t_{12}, t_{13},$
 $t_{16}, t_{17}, t_{18}, t_{19}, t_{20}$ და t_{21} კვანძებისათვის.

იმ კვანძებისათვის, რომლებიც ესაზღვრება ჰაერს, ჰაერისადმი
თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობას ვიღებთ $\alpha_{300} = 8,7$, ხო-
ლო იმავე სიბრტყეში მდებარე მოსაზღვრე კვანძებისათვის აღრე გა-
მოთვლილი თბოგადაცემის კოეფიციენტს (k) ვამრავლებთ 0,5-ზე.

მაშინ ამ კვანძებისათვის მივიღებთ სხვა საანგარიშო ფორმუ-
ლებს:

$$t_6 = \frac{k t_4 + (k \cdot 0,5 t_7) 2 + \alpha_{300} t_3}{k + (k \cdot 0,5) 2 + \alpha_{300}} = \frac{55 t_4 + (55 \cdot 0,5 \cdot t_7) 2 + 8,7 t_3}{55 + (55 \cdot 0,5) 2 + 8,7}$$

$$0,408 t_4 + (0,234 t_7) 2 + 0,064 t_3$$

და

$$t_7 = 0,468 t_6 + 0,234 (t_6 + t_{16}) + 0,064 t_3.$$

ანალოგიური განტოლებები გვექნება $t_{14}, t_{15}, t_{22}, t_{23}$ კვანძე-
ბისათვის.

მივიღეთ გასაანგარიშებელი ფორმულები ზემოაღნიშნული თანამიმდევრობით: მიახლოების მეთოდით ვახდენთ ტემპერატურული ველის გაანგარიშებას იმ შემთხვევისათვის, როცა პანელის რეგისტრში მოძრაობს 35° ტემპერატურის თბოშემცველი (წყალი).

1-ელ და მე-2 კვანძში ტემპერატურის განსასაზღვრავ ფორმულებში შედის რეგისტრის მილის გარე ზედაპირის ტემპერატურა ($t_{\text{აღ}}$). ეს უკანასკნელი დაახლოებით 2°-ით განსხვავდება მილში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურისაგან.

ამრიგად, როდესაც მილში გადის 35° ტემპერატურის მქონე წყალი, მაშინ ამ მილის გარე ზედაპირის ტემპერატურად ვიღებთ 33°-ს.

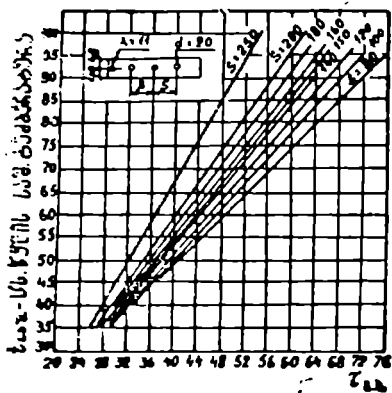
ბადის დანარჩენ კვანძებში ვიღებთ ტემპერატურის ნებისმიერ მნიშვნელობებს, რომლებიც 33°-ზე ნაკლებია და მილის დაშორებასთან ერთად თანდათან კლებულობს, რის შემდეგაც ადრე მიღებულ გასაანგარიშებელ ფორმულებში ვსვამთ ამ ტემპერატურებს. ბადის ყველა კვანძში ტემპერატურის გაანგარიშებისას მივიღებთ მათ პირველ მნიშვნელობებს (პირველი მიახლოება). პირველ მიახლოებაში კვანძების ყველა ადრე დაშვებული ტემპერატურა იცვლება. ამიტომ გაანგარიშებას ვაწარმოებთ მეორედ, რისთვისაც პირველი მიახლოების შედეგად მიღებული ტემპერატურების მნიშვნელობებს ვსვამთ გასაანგარიშებელ ფორმულებში და განვსაზღვრავთ ტემპერატურათა მეორე მნიშვნელობებს (მეორე მიახლოება).

ამგვარად თუ გავაგრძელებთ თანდათანობით გაანგარიშებას, საბოლოოდ მივიღებთ მიახლოებას, რომელშიც ყველა კვანძის ტემპერატურა აკმაყოფილებს გასაანგარიშებელ ფორმულას 0,1°-მდე სიზუსტით. ბადის კვანძებში ტემპერატურათა საბოლოო მნიშვნელობები განზილული შემთხვევისათვის (როდესაც რეგისტრში მოძრაობს 35°C ტემპერატურის მქონე წყალი) მოცემულია 10. 19, ბ ნახაზზე.

ანალოგიურად იქნა მიღებული ტემპერატურული ველები იმ შემთხვევებისათვის, როდესაც რეგისტრში გამავალი წყლის ტემპერატურა იყო 65 და 95°. ბადის კვანძებში ტემპერატურათა საბოლოო მნიშვნელობები მათთვის მოცემულია 10. 19. გ და 10. 19. დ ნახაზზე.

მიღებული ტემპერატურული ველების ანალიზის საფუძველზე შეგვიძლია ვთქვათ, რომ სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურა არ არის ერთნაირი და მას თავისი მაქსიმალური მნიშვნელობა აქვს წერტილში, რომელიც განლაგებულია უშუალოდ რეგისტრის მილების გასწვრივ, ხოლო მინიმალური — რეგისტრის ორ მოსაზღვრე მილს შორის არსებული მანძილის შუაში.

იმისათვის, რომ გავგესაზღვრა რეგისტრის მილებს შორის მანძილის გავლენა სათბობი პანელის ზედაპირულ ტემპერატურებზე, გარ-



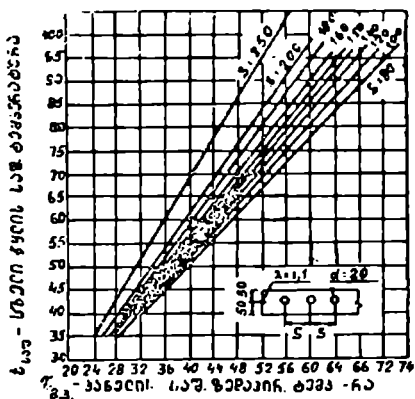
ნახ. 10. 20.

კები სხვადასხვა სისქის სათბობი პანელებისათვის (იხ. ნახ. 10. 20, 21. 22. 23. 24). ხოლო 10. 25 ნახაზზე მოცემული გრაფიკი ავებულია ისეთი პანელისათვის, რომლის მარტო ერთი ზედაპირი გამოდის სათავსო. მეორე ზედაპირით კი ის მიდგმულია კედელზე (ე. წ. მისადგმელი პანელი). ეს გრაფიკები საშუალებას იძლევა განვსაზღვროთ სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა ($T_{\text{გ.კ}}$) იმისდა მიხედვით, თუ რა ტემპერატურის მქონე წყალი გადის რეგის-

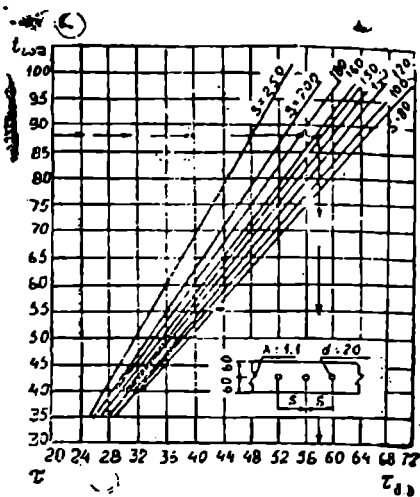
და ზემოთ განხილული შემთხვევისა (როცა ეს მანძილი 220 მმ იყო) ვაანგარიშებულ იქნა შემთხვევები. როცა მანძილი რეგისტრის მილებს შორის იყო 80, 120, 150, 160, 180 და 250 მმ.

ვაწარმოე აგრეთვე სხვადასხვა სისქის სათბობი პანელების ტემპერატურული ველების ვაანგარიშება.

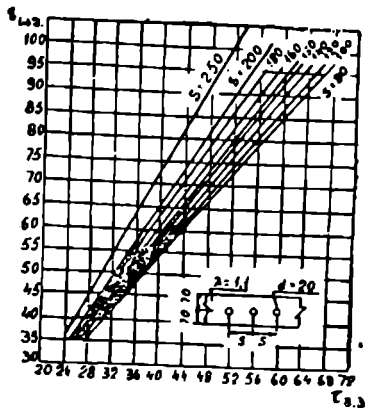
მიღებული ტემპერატურული ველების გამოყენებისას ავაგეთ გრაფი-



ნახ. 10. 21.



ნახ. 10. 22.



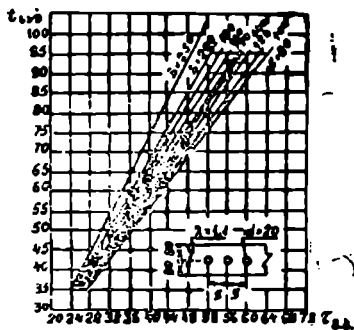
ნახ. 10. 23.

ტრში ($L_{სა}$) და რა მანძილია რეგისტრის მიღებს შორის (s) აღნიშნულ გრაფიკებზე ორდინატა ღერძზე მოცემულია რეგისტრში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო აბსცისთა ღერძზე — სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა.

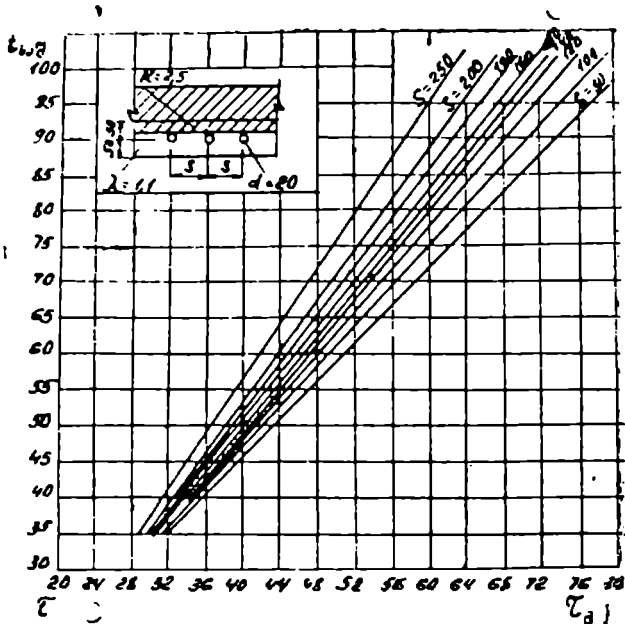
ამრიგად, შეგვიძლია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრა (10. 25) განტოლების საშუალებით ადვილად ვსაზღვრაეთ სათბობი პანელის მიერ გაცემულ სითბოსაც.

განგარიშების გამარტივების თვალსაზრისით (10. 25) განტოლების გამოყენებით ავავთ კიდევ ერთი გრაფიკი (იხ. ნახ. 10. 26), რომლის საშუალებითაც შეიძლება სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ 1 საათის განმავლობაში გაცემული სითბოს რაოდენობის (q) განსაზღვრა იმის მიხედვით, როგორია სხვაობა სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურასა და სათავისის პაერის ტემპერატურას შორის ($\tau_{გ.ა} - t_{ა}$).

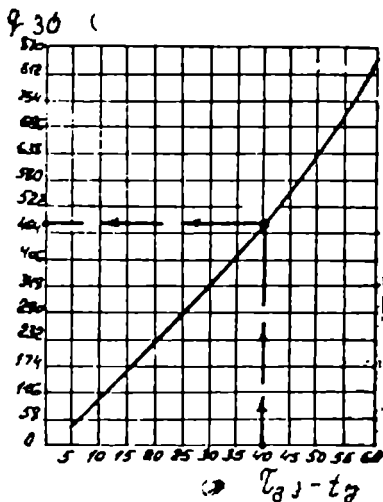
ამგვარად, როცა გვაქვს ორი ტიპის უკანასკნელი გრაფი-



ნახ. 10. 24.



ნახ. 10. 25.



ნახ. 10. 26.

კი, შეიძლება განსაკუთრებული შრომის გარეშე. რომელიც საჭიროა საანგარიშო ფორმულების გამოყენებისას, განესაზღვროთ სათბობი პანელის თბოგაცემა.

ჩვენ მიერ განხილული სათბობი პანელების განლაგება ხდება ორი მომიჯნავე სათავსის გამყოფ ტიხარში და ვინაიდან სათბობ პანელში გამთბობი ელემენტი (რეგისტრი ან კლაკნილი) ზუსტად მისი სიზრქის შუაშია განლაგებული, ამიტომ მომიჯნავე სათავსებში სათბობი პანელის ზელაპირებიდან ერთნაირი თბოგაცემა გვექნება.

ამრიგად, მომიჯნავე სათავსებში (რომლებშიც იდგმება ტიხრული სათბობი პანელები), სითბოს დანაკარგები უნდა იქნეს ტოლი ან განსხვავდებოდეს ერთმანეთისაგან მხოლოდ 5—10%-ით, თუ ამ სათავსებში სითბოს კარგვა ერთმანეთისაგან განსხვავდება 10%-ზე მეტად, მაშინ სათბობი პანელი უნდა გაანგარიშდეს იმ სათავსის სითბოს კარგვის კომპენსაციაზე, რომელიც ნაკლებ სითბოს კარგავს, ხოლო მეორე სათავსში (რომელსაც მეტი სითბოს დანაკარგები აქვს) ზედმეტი თბოდანაკარგების კომპენსაციისათვის იდგმება დამატებითი სათბობი პანელი ცალმხრივი თბოგაცემით. ასეთი დამატებითი პანელების დადგმის აუცილებლობა აღიღებს სხვადასხვა ზომის პანელების რიცხვს და დაკავშირებულია დამატებით ხარჯებთან როგორც ამ პანელების დამზადებით, ისე დადგმის მხრივ.

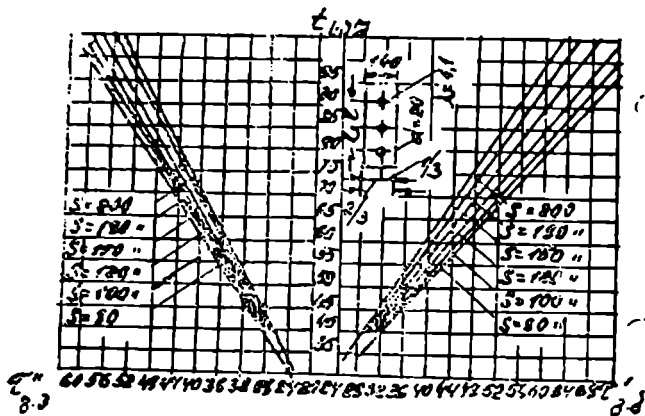
შენობებში კი ძალიან ხშირად მოსაზღვრე სათავსებს ერთმანეთისაგან განსხვავებული თბოდანაკარგები აქვთ, რომლის სიდიდეც 30—40 და ზოგჯერ ძეტ პროცენტსაც აღწევს. ამას ადგილი აქვს კუთხის, ერთმანეთისაგან გახლეჩილებული ფართობის, სხვადასხვა დანიშნულების სათავსებში და ა. შ.

აქედან ნათელია, რომ საჭიროა გვეჩინდეს ისეთი სათბობი პანელიც, რომლის ზედაპირზე გაცემენ სხვადასხვა რაოდენობის სითბოს. ამის მიღწევა შეიძლება, თუ გამოთბო ელემენტს (კლანკილას ან რეგისტრს) პანელის სიზრქეში განვალაგებთ ისე, რომ ის უფრო ახლოს მდებარეობდეს პანელის რომელიმე ერთ ზედაპირთან.

ასეთი სათბობი პანელების ტემპერატურული ველის გაანგარიშება და მათი ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრა ვაწარმოეთ აგრეთვე სასრულ სხვაობათა მეთოდით.

როცა გამოვიყენებთ მიღებული ტემპერატურული ველები, ავადგებთ გრაფიკები (აღრე აგებული გრაფიკების ანალოგიურად) სხვადასხვა სისქის მქონე პანელებისათვის, რომლებშიც სათბობი ელემენტი იმგვარადაა განლაგებული, რომ იგი პანელის ერთი ზედაპირიდან დაშორებულია ამ პანელის მთლიანი სისქის $1/3$ -ით, ხოლო მეორე ზედაპირიდან კი — $2/3$ -ით (იხ. ნახ. 10. 27, 10. 28 და 10.29).

ეს გრაფიკები საშუალებას იძლევა განვსაზღვროთ პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა — $t_{\text{ა.ა}}$ იმისდა მიხედვით, თუ რა საშუალო ტემპერატურა აქვს პანელში გამავალ წყალს — $t_{\text{ვ}}$ და რა მანძილია გამოთბობი ელემენტის მილებს შორის — s ამ გრაფიკებში ორდინატთა ღერძზე მოცემულია წყლის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო აბსცისთა ღერძზე — პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა. ამასთან, ორდინატთა ღერძის მარჯვნივ აბსცისთა ღერძზე ვპოულობთ პანელის იმ ზედაპირულ ტემპერატურას — $t_{\text{ა.ა}}$, რომე-

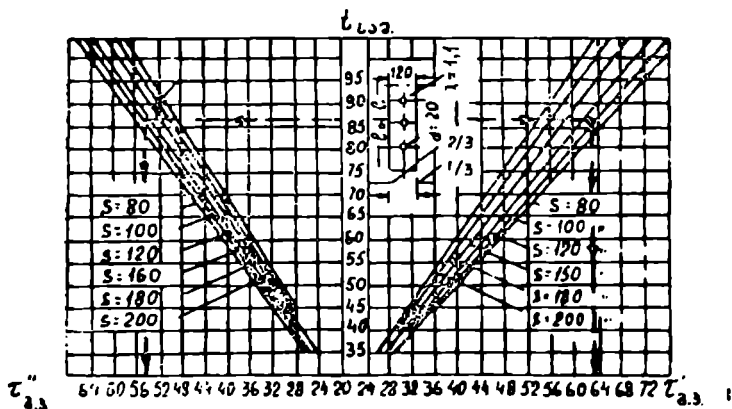


ნახ. 10. 27.

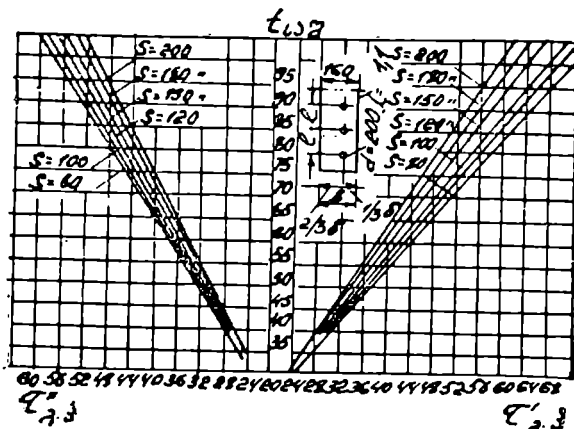
ლიც უფრო ახლოა გამთბობ ელემენტთან, შესაბამისად, მარცხნივ ვპო-
ულობთ პანელის იმ ზედაპირულ ტემპერატურას — $t_{\text{გა}}$, რომელიც
სათბობი ელემენტიდან უფრო მეტადაა დაცილებული.

მიღებული გრაფიკების საფუძველზე შეიძლება შევნიშნოთ, რომ
პანელის ზედაპირზე ტემპერატურა სხვადასხვანაირია. მას მაქსიმალუ-
რი მნიშვნელობა აქვს იმ ზედაპირზე, რომელიც გამთბობ ელემენტ-
თან უფრო ახლოა.

ამიტომ ამ ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა გან-



ნახ. 10. 28.



ნახ. 10. 29.

სხვაგვარი (მეტრი) იქნება იმავე პანელის მეორე ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობისაგან.

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრის შემდეგ (10. 25) განტოლების ან 10. 26 ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეიძლება გაანგარიშებულ იქნეს პანელის ზედაპირების მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა.

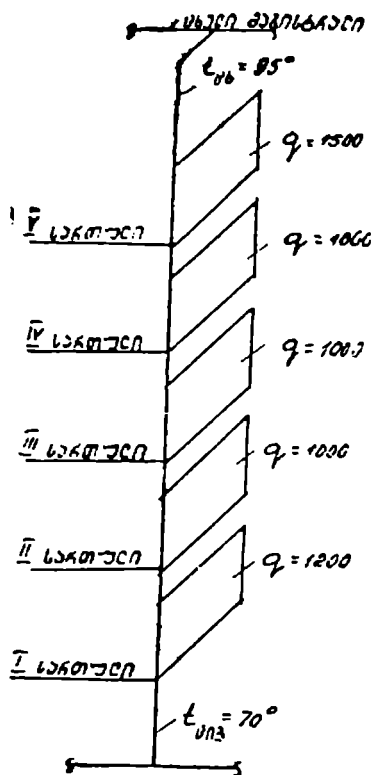
ქვემოთ განვიხილოთ მაგალითები პანელის თბოგაცემის გაანგარიშების ზემოთ მოცემული გრაფიკების საშუალებით.

მაგალითი 10. 3. განვსაზღვროთ 10. 30 ნახაზზე მოცემულ დგარზე მითითებული საათობრივი პანელების თბოგაცემა და მათი ფართობი. სათბობი პანელები დაყენებულია ისეთი მომიჯნავე სათავსების ტიხრებში, რომელთაც ერთნაირი თბოდანაკარგები აქვთ. ამიტომ ამ პანელების ორივე ზედაპირიდან უნდა გვქონდეს ერთნაირი რაოდენობის სითბოს გაცემა, რისთვისაც სათბობი ელემენტი (ვთქვათ, რეგისტრი) მოთავსებულ უნდა იქნეს ზუსტად პანელის სისქის შუაში.

სათბობი პანელის მიერ ერთ მხარეს გაცემული საანგარიშო სითბოს რაოდენობა ნაჩვენებია ნახაზზე. თბოშემცველის (წყლის) პარამეტრებია: $t_{\text{თბ}} = 95^\circ$ და $t_{\text{ცივ}} = 70^\circ$; სათავსის პერის ტემპერატურა $t_{\text{პ}} = 18^\circ$, სათბობი პანელის სისქე $\delta = 120$ მმ.

გაანგარიშებას ვიწყებთ დგარის მთლიანი თბური დატვირთვის განსაზღვრით

$$\Sigma Q_{\text{დგ}} = (1500 + 1000 \cdot 3 + 1200) = 5700 \text{ ვტ,}$$



ნახ. 10. 30.

დგარში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა იქნება

$$G_{\text{დ.გ}} = \frac{5700 \cdot 0,86}{95-70} = 196 \text{ კგ/სთ.}$$

თუ რეგისტრში წყლის შედინების კოეფიციენტის (α) სიდიდელ ავიღებთ 0,5, მაშინ რეგისტრში და ზღუდარში გაივლის ერთი და იგივე რაოდენობის წყალი

$$196 \cdot 0,5 = 98 \text{ კგ/სთ.}$$

ვსარგებლობთ (6.51) ფორმულით და ვსაზღვრავთ წყლის ნარევის ტემპერატურას ყოველი სათბობი პანელის შემდეგ:

$$t_{\text{პან}}^V = 95 - \frac{1500 \cdot 0,86}{196} = 88,5^\circ;$$

$$t_{\text{პან}}^{IV} = 95 - \frac{(1500 + 1000) \cdot 0,86}{196} = 84^\circ;$$

$$t_{\text{პან}}^{III} = 95 -$$

$$\frac{(1500 + 1000 + 1000) \cdot 0,86}{196} = 79,6^\circ;$$

$$t_{\text{პან}}^{II} = 95 - \frac{(1500 + 1000 + 1000 + 1000) \cdot 0,86}{196} = 75,3^\circ;$$

$$t_{\text{პან}}^I = 95 - \frac{5700 \cdot 0,86}{196} = 70^\circ.$$

ეს ტემპერატურები და ცხელი წყლის საწყისი ტემპერატურა $t_{\text{ტბ}} = 95^\circ$ -ს (V სართულის პანელისათვის) არის დგარზე მიერთებული სათბობ პანელებში შემავალი წყლის საწყისი ტემპერატურები, რომელთა განსაზღვრის შემდეგ ვსაზღვრავთ სათბობ პანელებში წყლის ტემპერატურულ ვარდნილ სიდიდეს:

$$\Delta t^V = \frac{1500 \cdot 0,86}{196 \cdot 0,5} = 13,2^\circ;$$

$$\Delta f^{IV} = \Delta f^{III} - \Delta f^{II} = \frac{1000 \cdot 0,86}{196 \cdot 0,5} = 8,8^{\circ};$$

$$\Delta f^I = \frac{1200 \cdot 0,86}{196 \cdot 0,5} = 10,5^{\circ}.$$

სათბობი პანელებიდან გამოსული გაცივებული წყლის ტემპერატურას ვანგარიშობთ (6. 51) ფორმულით.

$$t_{გაგ}^{V} = 95,0 - 15,3 = 79,7^{\circ};$$

$$t_{გაგ}^{IV} = 87,4 - 10,2 = 77,2^{\circ};$$

$$t_{გაგ}^{III} = 84 - 10,2 = 73,8^{\circ};$$

$$t_{გაგ}^{II} = 79,6 - 10,2 = 69,4^{\circ};$$

$$t_{გაგ}^I = 75,3 - 12,2 = 63,1^{\circ}.$$

(6. 52) ფორმულით ვსაზღვრავთ პანელებში წყლის საშუალო ტემპერატურას:

$$t_{საშ}^{V} = 95 - \frac{13,2}{2} = 88,4^{\circ};$$

$$t_{საშ}^{IV} = 88,5 - \frac{8,8}{2} = 84,1^{\circ};$$

$$t_{საშ}^{III} = 84 - \frac{8,8}{2} = 79,6^{\circ};$$

$$t_{საშ}^{II} = 79,6 - \frac{8,8}{2} = 75,2^{\circ};$$

$$t_{საშ}^I = 75,3 - \frac{12,2}{2} = 70,2^{\circ}.$$

როგორც ვხედავთ, წყლის საშუალო ტემპერატურები პანელებში და წყლის ნარევის ტემპერატურები ერთმანეთის ტოლი გამოვიდა (ამას ადგილი ექნება მუდამ, როცა პანელებში წყლის შედინების კოეფიციენტი იქნება $\alpha = 0,5$).

V სართულზე განლაგებული სათბობი პანელისათვის სათბობი ელემენტის (რეგისტრის) მილებს შორის მანძილი ავიღოთ 150 მმ. მაშინ 10. 22 ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ 120 მმ სისქის მქონე სათბობი პანელის საშუალო ზედა-

პირული ტემპერატურა. ამისათვის ორდინატთა ლერძზე ვპოულობთ V სართულის გამბობი პანელისათვის ადრე გამოთვლილ წყლის საშუალო ტემპერატურის (რომელიც ტოლია $t_{\text{ს.ა}}^V = 88,5^\circ$) შესაბამის a წერტილს, საიდანაც აღმართავთ ორდინატთა ლერძის პერპენდიკულარულ წრფეს გრაფიკზე დატანილი სათბობი ელემენტის მილებს შორის მანძილის მაჩვენებელი იმ წრფის გადაკვეთამდე, რომელიც ჩვენ მიერ ადრე იყო დასახული ($s = 150$ მმ); მიღებული b წერტილიდან დავუშვებთ წრფეს აბსცისთა ლერძზე. რომლის გადაკვეთის წერტილი b გვიჩვენებს, რომ გამბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა განხილული შემთხვევისათვის არის $t_{\text{გ.ა}} = 58,0^\circ$.

თუ IV, III, და II სართულზე განლაგებული სათბობი პანელებისათვის მანძილს რეგისტრის მილებს შორის ავიღებთ 200 მმ და ადრე განხილულის ანალოგიურად გამოვითვლით, მაშინ:

IV სართულისათვის, როცა $t_{\text{ს.ა}}^{IV} = 84,1^\circ$; მივიღებთ $t_{\text{გ.ა}} = 50,6^\circ$;

III $t_{\text{ს.ა}}^{III} = 79,6^\circ$; $t_{\text{გ.ა}} = 48,4^\circ$.

II $t_{\text{ს.ა}}^{II} = 75,2^\circ$; $t_{\text{გ.ა}} = 46,2^\circ$.

პირველი სართულის სათბობი პანელისათვის მანძილი რეგისტრის მილებს შორის ავიღოთ 150 მმ, მაშინ (როცა $t_{\text{ს.ა}}^I = 70,0^\circ$ -ს) $t_{\text{გ.ა}} = 47,5^\circ$ -ს.

ამის შემდეგ 10.26 ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა. ამისათვის ზემოთ გამოთვლილ პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურებს ვაკლებთ სათავსის პერპენდიკულარულ ტემპერატურას (V სართულისთვის $t_{\text{გ.ა}} - t_{\text{გ.ა}} = 58 - 18 = 40^\circ$). მიღებული სიდიდის შესაბამის წერტილს ვპოულობთ აბსცისთა ლერძზე (წერტილი a), საიდანაც აღმართავთ ამ ლერძის პერპენდიკულარულ წრფეს გრაფიკზე დატანილი მრუდის გადაკვეთამდე (წერტილი b). ამ წერტილიდან გავატარებთ წრფეს ორდინატთა ლერძამდე. გადაკვეთის წერტილი გვიჩვენებს, რომ გამბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა განხილული შემთხვევისათვის

$$q_{\text{გ.ა}}^V = 476 \text{ ვტ/მ}^2\text{-ია.}$$

ანალოგიურად მივიღებთ დანარჩენი სართულებისათვის:

$$\text{IV სართულისათვის } q_{\delta, \alpha} = 377 \text{ ეტ/მ}^2;$$

$$\text{III } q_{\delta, \alpha} = 348$$

$$\text{II } q_{\delta, \alpha} = 320$$

$$\text{I } q_{\delta, \alpha} = 336$$

თუ ვიცით სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა და სათბობი პანელის საჭირო თბური დატვირთვა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ სათბობი პანელის საჭირო ზედაპირის ფართობი (როგორც ერთი, ისე მეორე ზედაპირის):

$$\text{V სართულისათვის } F_{\delta, \alpha} = \frac{1500}{476} = 3,2 \text{ მ}^2;$$

$$\text{IV } F_{\delta, \alpha} = \frac{1000}{377} = 2,7 \text{ მ}^2;$$

$$\text{III } J'_{\delta, \alpha} = \frac{1000}{348} = 2,9 \text{ მ}^2;$$

$$\text{II } F_{\delta, \alpha} = \frac{1000}{320} = 3,2 \text{ მ}^2;$$

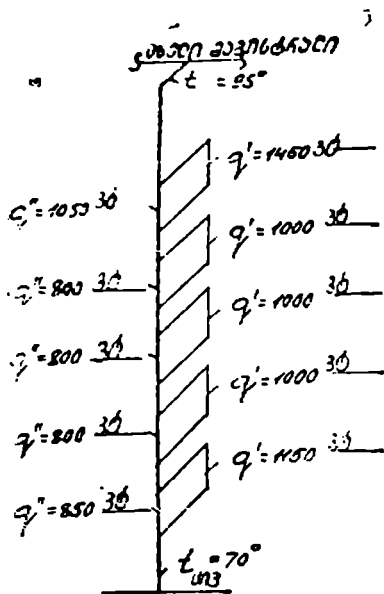
$$\text{I } F_{\delta, \alpha} = \frac{1200}{336} = 3,5 \text{ მ}^2.$$

V და II სართულების სათბობი პანელების ფართობს ვიღებთ I სართულის სათბობი პანელის ფართობის ტოლს ($F_{\delta, \alpha} = 3,5 \text{ მ}^2$).

IV და III სართულის სათბობი პანელების ფართობს კი — III სართულის გამთბობი პანელის ფართობის ტოლს ($F_{\delta, \alpha} = 2,9 \text{ მ}^2$).

სათბობი პანელების საჭირო ფართობის (ტიპების) ასეთი უნიფიკაცია და მათი მხოლოდ ორ ნაირსახეობამდე დაყვანა შესაძლებელია იმ შემთხვევებში თუ სათბობი პანელების დაშვებული ფართობი დიდად არ განსხვავდება (მხოლოდ 10%-მდე) მათი საანგარიშო ფართობისაგან.

ჩვენს შემთხვევაში V და II სართულების სათბობი პანელის ფართობი მის საანგარიშო ფართობთან შედარებით გაიზარდა დაახლოებით 9%-ით, ხოლო IV სართულისა გაიზარდა 6%-ით. სათბობი პანელების თბოგაცემის დაყვანა მათ საანგარიშო სილიდემდე უნდა განხორციელდეს ორმაგი რეგულირების ონკანების საშუალებით, სისტემის საექსპლუატაციოდ გადაცემის წინ.



ნახ. 10. 31.

$\alpha = 95.0^\circ$ და $\alpha_{\text{სფ}} = 70^\circ$, სათავსის პერის ტემპერატურა $t_a = 20^\circ$, პანელის სისქე $b = 120$ მმ.

განგარიშებას ვიწყებთ დგარის მთლიანი თბური დატვირთვის განსაზღვრით

$$\Sigma Q_{\text{დგ}} = 1450 + 1050 + 1000 \cdot 3 + 800 \cdot 3 + 1 \cdot 150 + 850 = 9900 \text{ ვტ,}$$

მაშინ დგარში გამავალი წყლის რაოდენობა იქნება

$$G_{\text{დგ}} = \frac{9900 \cdot 0,86}{95 - 70} = 341 \text{ კგ/სთ.}$$

ამ მაგალითში დავუშვათ, რომ რეგისტრში წყლის შედინების კოეფიციენტი $\alpha = 0,4$, მაშინ მივიღებთ, რომ პანელში გაივლის წყლის შემდეგი რაოდენობა

$$341 \cdot 0,4 = 137 \text{ კგ/სთ,}$$

სოლო ზღუდარში

$$341 - 137 = 204 \text{ კგ/სთ,}$$

მაგალითი 10.4. განსაზღვროთ 10.31 ნახაზზე მოცემულ დგარზე მიერთებული სათბობი პანელების თბოგაცემა და მათი ფართობი შემთხვევისათვის, როდესაც მომიჯნავე სათავსებს ერთმანეთისაგან განსხვავებული თბოდანაკარგები აქვთ. ასეთ შემთხვევაში სათბობი პანელის ერთი ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა უნდა განსხვავდებოდეს მეორე ზედაპირის თბოგაცემისაგან, რისთვისაც სათბობ პანელში გამთბობი ელემენტი იდება არა მისი სიზრქის შუაში, არამედ გადაადგილებულად.

ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობი პანელის თითოეული ზედაპირის (მხარის) საჭირო თბოგაცემა. თბოშემცველის პარამეტრებია $t_{\text{სფ}} =$

ყოველი პანელის შემდეგ (ზღუდარიდან და რეგისტრიდან გამოსული) წყლის ნარევის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{პერ}}^V = 95 - \frac{2500 \cdot 0,86}{341} = 88,7^\circ;$$

$$t_{\text{პერ}}^{IV} = 95 - \frac{(2500+1800) \cdot 0,86}{341} = 84,1^\circ;$$

$$t_{\text{პერ}}^{III} = 95 - \frac{(2500+1800+1800) \cdot 0,86}{341} = 79,6^\circ;$$

$$t_{\text{პერ}}^{II} = 95 - \frac{(2500+1800+1800+1800) \cdot 0,86}{341} = 75,0^\circ;$$

$$t_{\text{პერ}}^I = 95 - \frac{990 \cdot 0,86}{341} = 70,0^\circ.$$

პანელებში წყლის ტემპერატურის ვარდნილი იქნება:

$$\Delta t^V = \frac{2500 \cdot 0,86}{137} = 15,8^\circ;$$

$$\Delta t^{IV} = \Delta t^{III} = \Delta t^{II} = \frac{1800 \cdot 0,86}{137} = 11,4^\circ;$$

$$\Delta t^I = \frac{2000 \cdot 0,86}{137} = 12,7^\circ.$$

სათბობი პანელებიდან გამოსული გაცივებული წყლის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{გა}}^V = 95 - 15,8 = 79,2^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{IV} = 88,7 - 11,4 = 77,3^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{III} = 84,1 - 11,4 = 72,7^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{II} = 79,5 - 11,4 = 68,1^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^I = 75,0 - 12,7 = 62,3^\circ;$$

მაშინ წყლის საშუალო ტემპერატურა პანელებში იქნება:

$$t_{\text{სა}}^V = 95 - \frac{15,8}{2} = 87,1^\circ;$$

$$t_{\text{სა}}^{IV} = 88,7 - \frac{11,4}{2} = 83,0^\circ;$$

$$f_{სა}^{III} = 84,1 - \frac{11,4}{2} = 78,4^{\circ};$$

$$f_{სა}^{II} = 79,5 - \frac{11,4}{2} = 73,8^{\circ};$$

$$f_{სა}^I = 75,0 - \frac{12,7}{2} = 68,6^{\circ};$$

პანელებში წყლის საშუალო ტემპერატურის განსაზღვრის შემდეგ ვსაზღვრავთ პანელების ზედაპირების საშუალო ტემპერატურებს. ამისათვის ეუშვებთ, რომ რეგისტრის მილებს შორის მანძილი V სართულის პანელისათვის არის $s = 100$ მმ.

10. 27 ნახაზზე მოცემული გრაფიკის მიხედვით, როცა $f_{სა}^V = 87,1^{\circ}$, ვპოულობთ, რომ პანელის ზედაპირული ტემპერატურა მარჯვნივ არის $\tau_{გ.ა}^V = 63,6^{\circ}$, ხოლო მარცხნივ — $\tau_{გ.ა}^V = 54,8^{\circ}$ (იხ. 10.27 ნახაზზე $a - \beta' - b'$ და $a - \beta'' - \delta''$)

IV, III და II სართულების პანელებისათვის რეგისტრის მილებს შორის მანძილს ვიღებთ $s = 200$ მმ, რაც გვაძლევს პანელების შემდეგ ზედაპირულ ტემპერატურას:

IV სართულისათვის, როცა $f_{სა} = 83,0^{\circ}$, გვექნება:

$$\tau_{გ.ა}^IV = 52,0^{\circ} \text{ და } \tau_{გ.ა}^{IV} = 46,6^{\circ};$$

III სართულისათვის, როცა $f_{სა} = 78,4^{\circ}$, გვექნება:

$$\tau_{გ.ა}^{III} = 49,6^{\circ} \text{ და } \tau_{გ.ა}^{III} = 45,5^{\circ};$$

II სართულისათვის, როცა $f_{სა} = 73,8^{\circ}$, გვექნება:

$$\tau_{გ.ა}^{II} = 47,0^{\circ} \text{ და } \tau_{გ.ა}^{II} = 43,2^{\circ}.$$

I სართულის პანელისათვის ვიღებთ იმავე მანძილს, როგორც გვექონდა V სართულისათვის, ე. ი. $s = 100$ მმ. ასეთ შემთხვევაში (როცა $f_{სა} = 68,6^{\circ}$) გვექნება:

$$\tau_{გ.ა}^I = 50,8^{\circ} \text{ და } \tau_{გ.ა}^I = 44,5^{\circ}.$$

ამის შემდეგ 10. 26 ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით ვპოულობთ სათბობი პანელების 1 მ² ზედაპირების თბოგაცემას.

V სართულისათვის, როცა $\tau_{გ.ა} - \tau_{გ.ბ} = 63,6 - 20 = 43,6^{\circ}$. მივიღებთ

$$q_{გ.ა} = 551 \text{ ვტ/მ}^2.$$

იმავე V სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 54,8 - 20 = 34,8^\circ$,
მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 406 \text{ ვტ/მ}^2.$$

IV სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 52 - 20 = 32,0^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 371 \text{ ვტ/მ}^2.$$

IV სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 47,6 - 20 = 27,6^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 319 \text{ ვტ/მ}^2.$$

III სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 49,6 - 20 = 29,6^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 342 \text{ ვტ/მ}^2;$$

III სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 45,5 - 20 = 25,5^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 278 \text{ ვტ/მ}^2;$$

II სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 47,0 - 20 = 27,0^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 307 \text{ ვტ/მ}^2;$$

II სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 43,2 - 20 = 23,2^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 255 \text{ ვტ/მ}^2;$$

I სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 50,8 - 20 = 30,8^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 360 \text{ ვტ/მ}^2;$$

I სართულისათვის, როცა $\tau_{\delta, \alpha} - t_2 = 44,5 - 20 = 24,5^\circ$, მივიღებთ

$$q_{\delta, \alpha} = 273 \text{ ვტ/მ}^2.$$

როცა ვიცით სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის თბოგაცემა, შეგვიძლია გამოვითვალოთ სათბობი პანელის საჭირო ზედაპირის ფართობი:

$$\text{V სართულისათვის } F'_{\delta, \alpha} = \frac{1450}{551} = 2,63 \text{ მ}^2 \text{ და } F''_{\delta, \alpha} = \frac{1050}{406} = 2,6 \text{ მ}^2;$$

$$\text{IV } F'_{\delta, \alpha} = \frac{1000}{371} = 2,7 \text{ მ}^2 \text{ და } F''_{\delta, \alpha} = \frac{800}{319} = 2,5 \text{ მ}^2;$$

$$\text{III } F'_{\delta, \alpha} = \frac{1000}{342} = 2,9 \text{ მ}^2 \text{ და } F''_{\delta, \alpha} = \frac{800}{278} = 2,9 \text{ მ}^2;$$

$$\text{II} \quad F'_{8,3} = \frac{1000}{307} = 3,3 \text{ მ}^2 \text{ და } F''_{8,3} = \frac{800}{25} = 3,14 \text{ მ}^2;$$

$$\text{I} \quad F'_{8,3} = \frac{1150}{360} = 3,2 \text{ მ}^2 \text{ და } F''_{8,3} = \dots$$

ამგვარად, საჭირო თბოგამცემი ზედაპირების ფართობი α ენა და მარჯვენა მხარეს მივიღეთ თითქმის ერთნაირი. ვინაიდან პანელის ორივე მხარისათვის უნდა ავიღოთ ერთნაირი ფართობი, ამიტომ ვიღებთ იმას, რომელიც მეტია, მაგალითად, V სართულისათვის 2,63 მ², IV სართულისათვის 2,7 მ² და ა. შ.

სათბობი პანელების ტიპების უნიფიკაციისათვის სათბობი პანელების ფართობებად V და IV სართულებისათვის უნდა მივიღოთ (ინტერპოლაციით) ერთნაირი და 2,66 მ²-ის ტოლი ფართობი, ხოლო I და II სართულებისათვის კი — 3,3 მ².

იმისათვის, რომ დამზადდეს სათბობი პანელები, საჭიროა გვეკონდეს სამი ტიპის ყალიბი. თუ ყალიბების ეს რაოდენობა ტექნიკურ-ეკონომიკური ან სხვა მოსაზრებით არასასურველია, მაშინ შეიძლება მოვიქცეთ სხვაგვარად. იმის მაგივრად, რომ ჯერ დავუშვათ რეგისტრის შილებს შორის მანძილი, წინასწარ უნდა დავუშვათ სათბობი პანელის თბოგამცემი ზედაპირის ფართობი. მაგალითად, მივიღოთ, რომ პანელის თითოეულ მხარეს უნდა ჰქონდეს 3,0 მ² თბოგამცემი ზედაპირი.

როცა გვეცოდინება პანელის თბოგამცემი ზედაპირის ფართობი და სათავსების თბოდანაკარგების სიდიდე, შეგვიძლია გავიგოთ 1 მ² ზედაპირის საჭირო თბოგამცემა:

$$\text{V სართულისათვის } q'_{8,3} = \frac{1450}{3,0} = 463 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$q''_{8,3} = \frac{1050}{3} = 350 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$\text{IV სართულისათვის } q'_{8,3} = \frac{1000}{3} = 333 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$q''_{8,3} = \frac{800}{3} = 266 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$\text{III სართულისათვის } q'_{8,3} = \frac{1000}{3} = 333 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$q''_{8,3} = \frac{800}{3} = 266 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$\text{II სართლისათვის } q'_{\text{ს.ა}} = \frac{1000}{3} = 333 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$q''_{\text{ს.ა}} = \frac{800}{3} = 266 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$\text{I სართლისათვის } q'_{\text{ს.ა}} = \frac{1150}{3} = 383 \text{ ვტ/მ}^2;$$

$$\text{და } q''_{\text{ს.ა}} = \frac{850}{3} = 283 \text{ ვტ/მ}^2.$$

ამრიგად, სითბოს რაოდენობის განსაზღვრის შემდეგ 10. 26 გრაფიკის საშუალებით (ორდინატთა ლერძზე ეპოულობთ $q_{\text{ს.ა}}$ შესაბამის წერტილს) ვსაზღვრავთ, თუ პანელის ზედაპირის და სათავსის ჰაერის ტემპერატურების როგორი სხვაობა (აბსცისთა ლერძზე) შეესაბამება ამ თბოგაცემას:

$$\text{V სართლისათვის } \tau'_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 43,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 34,8^{\circ};$$

$$\text{IV } \tau'_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 32,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 27,0^{\circ};$$

$$\text{III } \tau'_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 32,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 27,0^{\circ};$$

$$\text{II } \tau'_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 32,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 27,0^{\circ};$$

$$\text{I } \tau'_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 37,6^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 29,0^{\circ}.$$

პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრისათვის საჭიროა ზემოთ მიღებულ ტემპერატურებს მიუვმართოთ სათავსის ჰაერის ტემპერატურა, რომელიც ჩვენს შემთხვევაში 20° -ია. მაშინ მივიღებთ:

$$\text{V სართლისათვის } \tau'_{\text{ს.ა}} = 63,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} = 54,8^{\circ};$$

$$\text{IV } \tau'_{\text{ს.ა}} = 52,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} = 47,0^{\circ};$$

$$\text{III } \tau'_{\text{ს.ა}} = 52,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} = 47,0^{\circ};$$

$$\text{II } \tau'_{\text{ს.ა}} = 52,5^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} = 47,0^{\circ};$$

$$\text{I } \tau'_{\text{ს.ა}} = 57,6^{\circ} \text{ და } \tau''_{\text{ს.ა}} = 49,0^{\circ}.$$

როცა ვიცით პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა და პანელში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ რეგისტრის მიღებს შორის საჭირო მანძილი. ამისათვის აბსცისთა ლერძზე (იხ. ნახ. 10. 27) ვიპოვიოთ პანელის მიღებულ საშუ-

ალო ზედაპირულ ტემპერატურას, ხოლო ორდინატთა ღერძზე —
 წყლის საშუალო ტემპერატურას. მიღებული წერტილებიდან გაყვა-
 ნილ პერპენდიკულართა გადაკვეთის წერტილში ვპოულობთ რეგისტ-
 რის მიღებს შორის საჭირო მანძილს. ამასთან, 10. 27 გრაფიკის გამო-
 ყენების დროს აბსცისთა ღერძის იმ უბანზე, რომელიც ორდინატთა
 ღერძის მარჯვნივ მდებარეობს, ვპოულობთ პანელის მარჯვენა საშუა-
 ლო ზედაპირულ ტემპერატურას, შესაბამისად, ორდინატთა
 ღერძის მარცხნივ პანელის მარცხენა საშუალო ზედაპირულ
 ტემპერატურას.

მანძილი რეგისტრის მიღებს შორის გამოვიდა:

V სართულისათვის	$s' = 100$ მმ და $s'' = 100$ მმ;
IV	$s' = 200$ მმ და $s'' = 200$ მმ;
III	$s' = 180$ მმ და $s'' = 180$ მმ;
II	$s' = 120$ მმ და $s'' = 120$ მმ.

I სართულის პანელისათვის რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის
 განსაზღვრის დროს მივიღეთ, რომ ეს მანძილი 80 მმ-ზე ნაკლებია, რაც
 უკიდურესად აძნელებს რეგისტრის დამზადებას. ამიტომ ამ სათბობი
 პანელის ფართობი უნდა გავადიდოთ და დავტოვოთ ისეთი, როგორც
 მივიღეთ გაანგარიშების პირველ ვარიანტში, ე. ი. 3,2 მ², რაც იწვევს
 რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის გაზრდას 100 მმ-მდე.

თუ რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის განსაზღვრის დროს ერ-
 თი და იმავე სათბობი პანელის მარჯვენა და მარცხენა მხარეებისთვის
 მივიღეთ α -ის ერთმანეთისაგან განსხვავებული მნიშვნელობები, მა-
 შინ უნდა ავიღოთ მიღებული (მნიშვნელობების) მანძილის ნაკლები
 სიდიდე. მაგალითად, თუ პანელის მარჯვენა მხარისათვის რეგისტრის
 მიღებს შორის მივიღებდით, რომ $s' = 200$ მმ, ხოლო მარცხენა მხა-
 რეს $s'' = 180$ მმ, მაშინ საჭირო იქნებოდა აგველო მანძილის ეს უკა-
 ნასკნელი სიდიდე.

ზემოაღწერილი მეთოდით იანგარიშება ტიხრის სათბობი პანელე-
 ბი. ფანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებული ბეტონის პანელებისა და სარ-
 თულებზე გადახურვაში მოწყობილი (ჭერის ან იატაკის) სათბობი
 პანელების თბოგაცემის გაანგარიშება კი წარმოებს სხვა მეთოდებით.
 ქვემოთ განვიხილოთ ეს მეთოდები ცალ-ცალკე.

თანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებული სათბობი პანელის თბოგაცემის განაგარიშება ხდება ორი მეთოდით.

პირველი მეთოდით განაგარიშება წარმოებს სათბობი პანელის წინარა (სათავსში გამომავალი) ზედაპირის 1 მ² ფართობის მიერ თბოგაცემის საორიენტაციო მნიშვნელობების გამოყენებით, მეორე მეთოდის მიხედვით კი — პანელში განლაგებული მილების ცალკეული უბნების თბოგაცემის განსაზღვრით. ეცინიდან პირველი მეთოდი გამოიყენება ყველაზე მეტად გავრცელებული კონსტრუქციების (პანელის სისქე $\delta = 40-55$ მმ, ხოლო მილების დიამეტრი $d = 15$ მმ და როცა $\delta = 50-55$ მმ, ხოლო $d = 20$ მმ) მქონე სათბობი პანელების განაგარიშებისას, ამიტომ განვიხილოთ ეს მეთოდი.

აღნიშნული მეთოდის მიხედვით, სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა ხდება ფორმულით

$$q_{\delta} = F_{\delta} \cdot q' \cdot k_1 k_2 + q'' \quad \text{ვტ,} \quad (10.35)$$

სადაც F_{δ} არის სათბობი პანელის ფართობი (საორიენტაციოდ გამოითვლება (10. 24) ფორმულით) მ²-ობით.

q' — სათბობი პანელის 1 მ² წინარა ზედაპირის მიერ საორიენტაციო თბოგაცემა, ვტ/მ²-ობით (განისაზღვრება 10. 34 გრაფიკიდან).

k_1 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს პანელის შუათანა მილებთან შედარებით კიდურა მილების მიერ გაზრდილ თბოგაცემას და გამოითვლება (მილებს შორის მანძილის და კიდურა მილების სიგრძის $L_{კილ}$ სათბობი ელემენტის მილების მთლიან სიგრძესთან, $L_{თბ}$ ფართობზე დამოკიდებულებით) 10. 32 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით (მილების სიგრძეები განისაზღვრება პანელში მილების განლაგების სქემის მიხედვით იხ. 10. 33).

k_2 — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს თბოგაცემის ცვალებადობას და გამოითვლება (პანელის მილებში გამავალი თბოშემცველის რაოდენობისა და მილებს შორის მანძილის მიხედვით). 10. 32, ბ ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით (10. 32 ნახაზზე

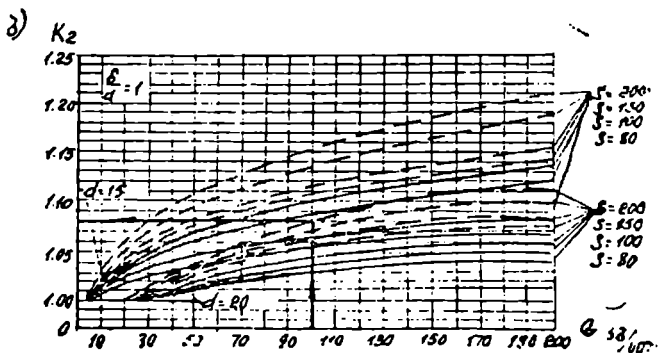
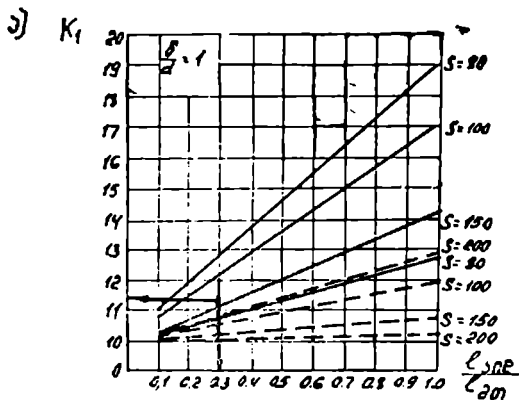
მოცემულ გრაფიკებზე დატანილია უწყვეტი და წყვეტილი წირები. პირველი მათგანით ვსარგებლობთ, როცა გვაქვს ცალმხრივი თბოგაცემის პანელები, მეორით კი, როცა ორმხრივი თბოგამცემი პანელებია;

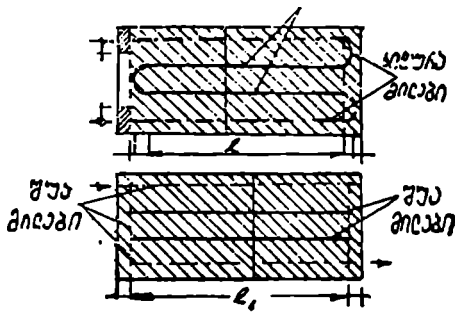
q'' — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემა, ვტობით.

(10. 24) ფორმულით გამოთვლილი პანელის საორიენტაციო ფართობის დაზუსტება ხდება ამ პანელში მოთავსებული სათბობი ელემენტის ფორმაზე დამოკიდებულებით:

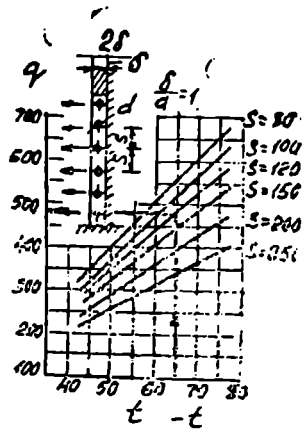
როცა სათბობ ელემენტს კლაკნილის ფორმა აქვს (იხ. ნახ. 10. 33, ა) მაშინ

$$F_{\theta, \alpha} = \pi r (l_{\Sigma} + 1,5s) \text{ მ}^2; \quad (10.36)$$





ნახ. 10. 33.



ნახ. 10. 34.

როცა მას რეგისტრის ფორმა აქვს (იხ. ნახ. 10. 33, ბ), მაშინ

$$F_{L,1} = n \cdot s \cdot (l_1 + s) \text{ მ}^2. \quad (10.37)$$

ორივე ფორმულაში:

n — არის კლაცნილას ან რეგისტრის პარალელური მილებების რაოდენობა;

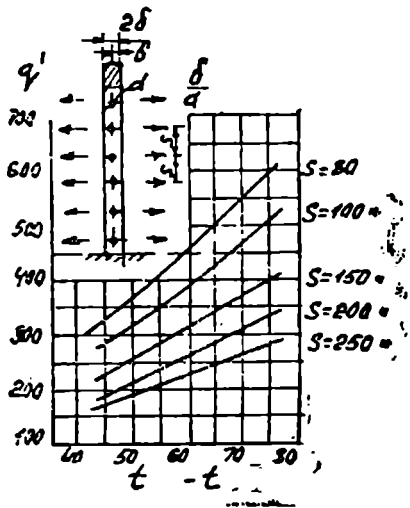
s — მილებს შორის მანძილი, მ-ობით;

$l_{შუა}$ — კლაცნილას შუა მილს სიგრძე, მ-ობით;

l_1 — რეგისტრის ერთი მილია სიგრძე, მ-ობით.

სათბობი ელემენტის მილებს შორის არსებული s მანძილი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს პანელის თბოგაცემაზე. ამიტომ პანელის ნამდვილი ფართობი განისაზღვრება მათი თბოგაცემის განსაზღვრის პროცესში.

სათბობი პანელის 1 მ² წინარა ზედაპირის მიერ საორიენტაციო თბოგაცემა მილებს შორის აღებულ s მანძილზე დამოკიდებულებით ცალმხრივ 30. გ. დარჩია



ნახ. 10. 35.

თბოგაცემში პანელისათვის განისაზღვრება 10.34 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით, ხოლო ორმხრივ თბოგაცემში პანელისათვის — 10.35 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით იმ პანელებისათვის, რომელთა სისქე $\delta = 40-45$ მმ. ხოლო მიღების დამეტრი $d = 15$ მმ და, როცა $\delta = 50-55$ მმ, ხოლო $d = 20$ მმ, იმ შემთხვევაში, როდესაც პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემა არ აღემატება პანელის მთლიანი თბოგაცემის 15%-ს (იმ შემთხვევაში, როცა მანძილი მიღებს შორის $s = 250$ მმ), მაშინ ის გავლენას არ ახდენს პანელის წინარა ზედაპირის თბოგაცემაზე. პანელის საერთო თბოგაცემა ამ შემთხვევაში განისაზღვრება პანელის წინარა ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს (რომელიც გამოითვლება 10.34 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით) და პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემის შეკრებით. ეს უკანასკნელი კი გამოითვლება ფორმულით

$$q'' = \frac{(\tau_{\delta, \text{კ}}^{23} - t_{\delta}) F_{\delta, \text{კ}}^{23}}{\sum \frac{\delta_{\text{კლ}}}{\lambda_{\text{კლ}}} + \frac{1}{\sigma_{\delta, \text{კ}}}}, \quad (10.38)$$

სადაც t_{δ} გარე ჰაერის ტემპერატურაა;

$F_{\delta, \text{კ}}^{23}$ — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის ფართობი მ^2 -ობით;

$\sum \frac{\delta_{\text{კლ}}}{\lambda_{\text{კლ}}} + \frac{1}{\sigma_{\delta, \text{კ}}}$ — პანელის უკან განლაგებული კედლის თერმული წინაღობა მ^2 გრ/ვტ-ობით;

$\tau_{\delta, \text{კ}}^{23}$ — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა და გამოითვლება ფორმულით

$$\tau_{\delta, \text{კ}}^{23} = \frac{t_{\text{საშ}} + t_{\delta, \text{კ}}}{2}, \quad (10.39)$$

სადაც $t_{\text{საშ}}$ არის პანელში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურა, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\delta, \text{კ}}$ — პანელის წინარა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა, $^{\circ}\text{C}$.

სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემასა და გარე კედლის (კედლის იმ ფართობის, რომელიც პანელის ფართობის $F_{\delta, \text{კ}}^{23}$ ტოლია) უმთავრეს თბოდანაკარგებს შორის წარმოქმნილი სხვაობა არის ის დამატებითი (გამოუყენებელი) თბოდანაკარგები, რომლებიც უნდა აანაზღაუროს სათბობმა პანელმა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც დამატებითი თბოდანაკარგები აღემატება უმთავრესი თბოდანაკარგების ნახევარს, მაშინ (10.38) გამოსახულებით სარგებლობა არ შეიძლება.

სათბობი პანელის გარე კედელში განლაგებისას დამატებითი თბოდანაკარგების გამოსარიცხად პანელის უკანა ზედაპირსა და გარე კედლის შიგა ზედაპირებს შორის უნდა გაკეთდეს თბოიზოლაცია, რომლის სისქეც იმგვარად უნდა შეირჩეს, რომ დაკმაყოფილებული იქნეს შემდეგი ტოლობა

$$\frac{t_{\text{საბ}} + t_{\text{გ.ა}}}{2} - t_{\text{გ}} = \Sigma \frac{\delta_{\text{კედ}}}{\lambda_{\text{კედ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{გაგ}}}, \quad (10.40)$$

სადაც k გარე კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტია ვტ/მ² °C.

იმ შემთხვევაში, როდესაც დაკმაყოფილებულია (10.40) ტოლობა, ანუ სათბობი პანელის უკან არა გვაქვს დამატებითი თბოდანაკარგები, მაშინ სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა შეიძლება გამოვითვალოთ ფორმულით

$$q'' = k F_{\text{გ.ა}} (t_{\text{ა}} - t_{\text{გ}}) \text{ ვტ.} \quad (10.41)$$

ქვემოთ განვიხილოთ ფანჯრის რაფისქვეშა სათბობი პანელის თბოგაცემის მაგალითი.

მაგალითი 10. ა. გამოვიანგარიშოთ ფანჯრის რაფისქვეშა ბეტონის სათბობი პანელის თბოგაცემა შემდეგი პირობებისათვის:

სათბობი სათავსის თბოდანაკარგებია — 640 ვტ;

სათბობი პანელის ზომებია: სიგრძე — 1,3 მ, სიმაღლე — 0,75 მ.

სისქე — 45 მმ; სათბობი ელემენტის (კლაკნილას) მილების დიამეტრი — 15 მმ; პანელში გამავალი თბოშემცველის (წყლის) რაოდენობა — 100 კგ/სთ; თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურა — 83°. სათავსის შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა — 18°; გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა — -8°; გარე კედლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი — 1,28 ვტ/მ² გრ; გარე კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი — 0,94 ვტ/მ² გრ.

გარე კედელსა და სათბობი პანელის უკანა ზედაპირს შორის კეთდება ისეთი თბოიზოლაცია, რომელიც გამორიცხავს დამატებით თბოდანაკარგებს.

(10.41) ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობას

$$q'' = 0,94 \cdot 0,975(18 + 8) = 27 \text{ ვტ.}$$

სათბობი პანელის წინა ზედაპირმა უნდა მოგვეცეს სითბოს რაოდენობა

$$q = 640 - 27 = 613 \text{ ვტ.}$$

სათბობ პანელში (გამომდინარე მისი სიმაღლიდან) განლაგებული კლავნილას მილუბის რიცხვს ვიღებთ 6 (ოთხი შუა მილი და 2 კიდურა), ხოლო მანძილს მათ შორის $b = 120$ მმ. მაშინ (10. 36) ფორმულით გამოთვლილა პანელის ფართობი იქნება

$$F_{\text{გ.ა}} = 6 \cdot 0.12(1.12 + 1.5 \cdot 0.12) = 0.72 \cdot 1.3 = 0.94 \text{ მ}^2.$$

ჩვენი შემთხვევისათვის: $\alpha_{\text{გ.ა}} - \alpha_{\text{გ.ბ}} = 83 - 18 = 65^\circ$, მაშინ 10. 34 ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან ვპოულობთ, რომ სათბობი პანელის წინარე ზედაპირის საორიენტაციო თბოგაცემა ტოლია $q' = 551$ ვტ/მ². ვსაზღვრავთ ფარდობას

$$\frac{l_{\text{კოლ}}}{l_{\text{ბთ}}} = \frac{2.42}{7.84} = 0.3.$$

$l_{\text{კოლ}}$ და $l_{\text{ბთ}}$ გამოვითვალეთ 10. 33, ა ნახაზზე მოცემული სქემის შესაბამისად. მაშინ 10. 32, ა ნახაზზე მოცემული გრაფიკით ვპოულობთ. რომ $k = 1.15$.

10. 32. ბ ნახაზზე (როცა პანელში გამავალი წყლის რაოდენობა $G = 100$ კგ/სთ) ვპოულობთ, რომ $k_2 = 1.08$.

(10. 35) ფორმულით ვსაზღვრავთ პანელის მთლიან თბოგაცემას

$$q_{\text{გ.ა}} = 0.94 \cdot 551 \cdot 1.15 \cdot 1.08 + 27 = 676 \text{ ვტ.}$$

სათავის თბოდანაკარგებთან შედარებით სათბობი პანელის მიერ გამოყოფილ სითბოს რაოდენობა მეტია

$$\frac{676 - 640}{640} \cdot 100 = 5.5\%,$$

რაც ნორმით დასაშვებია.

§ 10. 8. პერის და იატაკის სათბობი პანელის თბოგაცემის

განახარისხება

პერის და განსაკუთრებით კი იატაკის სათბობი პანელების დასაშვებ-საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, როგორც ვიცით, ძალიან შეზღუდულია. ამიტომ ამ პანელებისათვის მაღალი ტემპერატურის თბომომცველობის გამოყენება არ შეიძლება. მათთვის, ჩვეულებრივ, იყენებენ $50-55^\circ$ ტემპერატურის წყალს.

ქერის და იატაკის სათბობი პანელების თბოგაცემის გაანგარიშების უამრავი მეთოდი არსებობს; ქვემოთ განვიხილოთ ერთ-ერთი მათგანი, კერძოდ, მ. კისინის მიერ დამუშავებული მეთოდი.

ამ მეთოდის მიხედვით, უშუალოდ სათბობი ელემენტის მილების გასწვრივ თბოგადასვლის სიდიდე პანელის ზედა ნაწილისაკენ გამოითვლება ფორმულით

$$A = \frac{1}{d_{\text{თბო}} \lambda_{\text{პან}} \left(\Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გარე}}^{\text{პან}}} \right)}, \quad (10.42)$$

ხოლო პანელის ქვედა ნაწილისაკენ — ფორმულით

$$B = \frac{1}{d_{\text{თბო}} \lambda_{\text{პან}} \left(\Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გარე}}^{\text{ქერ}}} \right)}. \quad (10.43)$$

ორივე ამ ფორმულაში

$d_{\text{თბო}}$ არის სათბობი ელემენტის მილების გარე დიამეტრი, მ-ობით;

λ — იმ ბეტონის თბოგამტარობის კოეფიციენტი, რომლისგანაც დამზადებულია სათბობი პანელი. ვტ/მ. გრ-ობით.

$\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ — სათბობი ელემენტის ზემოთ ((10. 42 ფორმულაში) და

ქვემოთ (10. 43 ფორმულაში) არსებული კონსტრუქციების ფენების თერმულ წინაღობათა ჯამი. მ² გრად/ვტ.

$\alpha_{\text{გარე}}^{\text{პან}}$ და $\alpha_{\text{გარე}}^{\text{ქერ}}$ — შესაბამისად იატაკის და ქერის ზედაპირების თბოგაცემის კოეფიციენტები (იატაკისათვის აიღება 9.9, ხოლო ქერისათვის 7.9 ვტ/მ² გრად-ობით).

გასაანგარიშებლად აღებული კონსტრუქციის ტემპერატურული ფაქტორი გამოითვლება ფორმულით

$$K_{\text{ტ.ფ}} = \frac{At_1' + Bt_2''}{A + B}, \quad (10.44)$$

სადაც t_1' და t_2'' სათბობი პანელის ზემოთ და ქვემოთ განლაგებული სათავსების ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურებია.

ტემპერატურა სათბობი ელემენტის მილების დაშორების მანძილის

შუაში უშუალოდ სათბობი პანელის მასივში გამოითვლება ფორმულათ

$$t_{s/2}^{0.5\text{მ}} = \frac{(t_{\text{სა.ფ.ყ}} - k_{\text{ბ.ფ}})^2}{1 + 2,72^s - \sqrt{A+B}} \cdot 2,72^{0,5\text{მ}} - \sqrt{A+B} \quad (10.45)$$

ტემპერატურა სათბობი ელემენტის მიღების დაშორების მანძილის შუაში იატაკის ზედაპირზე ($t_{s/2}^{0.5\text{მ}}$) გამოითვლება ტოლობიდან

$$k_{\text{ბ.ფ}} (t_{s/2}^{0.5\text{მ}} - t_{s/2}^{0.5\text{მ}}) = \alpha_{\text{შ.ბ}} (t_{s/2}^{0.5\text{მ}} - t_{\text{შ}}), \quad (10.46)$$

სადაც $k_{\text{ბ.ფ}}$ სათბობი ელემენტის მიღებს ზემოთ არსებული მასალის ფენების თბოგადაცემის კოეფიციენტია ვტ/მ² გ-ობით, ხოლო ჰერის ზედაპირზე ($t_{s/2}^{3\text{მ}}$) გამოითვლება ტოლობიდან

$$k_{\text{ბ.ფ}} (t_{s/2}^{0.5\text{მ}} - t_{s/2}^{3\text{მ}}) = \alpha_{\text{შ.ბ}} (t_{s/2}^{3\text{მ}} - t_{\text{შ}}), \quad (10.46, \text{ა})$$

სადაც $k_{\text{ბ.ფ}}$ სათბობი ელემენტის მიღების ქვემოთ არსებული მასალის ფენების თბოგადაცემის კოეფიციენტია, ვტ/მ² გრადობით;

ტემპერატურა სათბობი ელემენტის მიღების გასწვრივ იატაკის ზედაპირზე ($t_s^{0.5\text{მ}}$) გამოითვლება ტოლობიდან

$$k_{\text{ბ.ფ}} (t_{\text{სა.ფ.ყ}} - t_s^{0.5\text{მ}}) = \alpha_{\text{შ.ბ}} (t_s^{0.5\text{მ}} - t_{\text{შ}}), \quad (10.47)$$

ხოლო ჰერის ზედაპირზე ($t_s^{3\text{მ}}$) — ტოლობიდან

$$k_{\text{ბ.ფ}} (t_{\text{სა.ფ.ყ}} - t_s^{3\text{მ}}) = \alpha_{\text{შ.ბ}} (t_s^{3\text{მ}} - t_{\text{შ}}), \quad (10.47 \text{ ა})$$

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა იატაკისათვის იანგარიშება ფორმულით

$$t_{\text{შ.ბ}} = t_{s/2}^{0.5\text{მ}} + \frac{1}{3} (t_s^{0.5\text{მ}} - t_{s/2}^{0.5\text{მ}}), \quad (10.48)$$

ხოლო ჰერისათვის კი ფორმულით

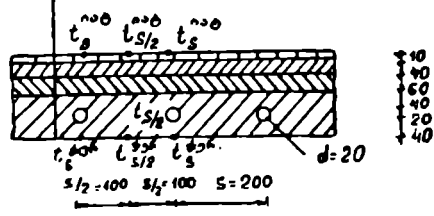
$$t_{\text{შ.ბ}} = t_{s/2}^{3\text{მ}} + \frac{1}{3} (t_s^{3\text{მ}} - t_{s/2}^{3\text{მ}}). \quad (10.48 \text{ ა})$$

სათბობი პანელის 1 მ² ზედაპირის (იატაკის ან ჰერის) მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა გამოითვლება (10. 25) ფორმულით.

განვიხილოთ ქე-
რისა და იატაკის სათ-
ბობი პანელის 1 მ² ზე-
დაპირის თბოგაცემის
განგარიშების მავა-
ლითი.

მაგალითი 10. 8.
განვსაზღვროთ 10.36
ნახაზზე მოცემული
სართულშუა კონ-
სტრუქციაში მოწყობი-
ლი სათბობი პანელის
1 მ² ზედაპირის თბო-
გაცემა. სათბობი პანე-

მუხის პანელი	δ = 10	λ = 0,15
საქვეპანელის ხსენანი	δ = 40	λ = 10
ქვეპანელის ფენა	δ = 60	λ = 0,4
საქვეპანელის ფენა	δ = 100	λ = 1,1



ნახ. 10. 36.

ლი ათბობს სათავსებს, რომელთა პერის საანგარიშო ტემპერატურა $t_p' = t_p'' = 18^\circ$; სათბობ ელემენტში მოძრაობს ცხელი წყალი, რომლის საშუალო ტემპერატურა $t_{სა.წყ} = 50^\circ$. სათბობი ელემენტის მიღებს შორის მანძილი $s = 200$ მმ, ხოლო მილების დიამეტრი $d = 20$ მმ; იატაკის და ქერის თბოგაცემის კოეფიციენტებია:

$$\alpha_{სა.ბ} = 9,9 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გ; } \alpha_{სა.ქ} = 7,9 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრად.}$$

(10. 42) და (10. 43) ფორმულებით ვსაზღვრავთ სიდიდეებს:

$$A = \frac{1}{0,02 \cdot 1,28 \left(\frac{0,01}{0,174} + \frac{0,04}{1,16} + \frac{0,06}{0,464} + \frac{0,04}{1,28} + \frac{1}{9,9} \right)} = 110$$

და

$$B = \frac{1}{0,02 \cdot 1,28 \left(\frac{0,04}{1,28} + \frac{1}{7,9} \right)} = 250.$$

(10. 44) ფორმულით ვსაზღვრავთ ტემპერატურულ ფაქტორს

$$k_{ბ.ფ} = \frac{110 \cdot 18 + 250 \cdot 18}{110 + 250} = 18,0.$$

(10. 45) ფორმულით ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის მილების დაშორების მანძილს შუაში, უშუალოდ ბეტონის მასივში

$$t_{s/2}^{სა.ბ} = \frac{(50 - 18) \cdot 2}{1 + 2,72^{0,2\sqrt{110+250}}} \cdot 2,72^{0,5 \cdot 0,2\sqrt{110+250}} = 26,7^\circ.$$

(10. 46) ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის მიღების დაშორების მანძილის შუაში, იატაკის ზედაპირზე. ამისათვის ჯერ ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის კოეფიციენტს:

$$k_{\text{გაღ}} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,174} + \frac{0,04}{1,16} + \frac{0,06}{0,464} + \frac{0,04}{1,28}} = 4,1 \text{ ვტ/მ}^2 \text{ გრ};$$

$$4,1 (26,7 - t_{s/2}^{\text{ობ}}) = 9,9 (t_{s/2}^{\text{ობ}} - 18),$$

აქედან

$$t_{s/2}^{\text{ობ}} = 20,5^{\circ}.$$

(10. 47) ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის მიღების გასწვრივ იატაკზე

$$4,1 (50 - t_s^{\text{ობ}}) = 9,9 (t_s^{\text{ობ}} - 18),$$

აქედან

$$t_s^{\text{ობ}} = 27,3^{\circ}.$$

(10. 48) ფორმულით ვსაზღვრავთ იატაკის ზედაპირის საშუალო ტემპერატურას

$$t_{\text{სა}}^{\text{ობ}} = 20,5 + \frac{1}{3}(27,3 - 20,5) = 22,5^{\circ}.$$

(10. 25) ფორმულით ვსაზღვრავთ იატაკის ზედაპირის 1 მ² ფართობის მიერ გაცემულ სითბოს

$$q_{\text{გაღ}} = 9,9 (22,5 - 18) = 46,4 \text{ ვტ/მ}^2.$$

(10. 46, ა) ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის მიღების დაშორების მანძილის შუაში, ქერის ზედაპირზე:

$$\left(k_{\text{გაღ}} = \frac{1}{\frac{0,04}{1,1}} = 32,5 \right);$$

$$32,5 (26,7 - t_{s/2}^{\text{პარ}}) = 7,9 (t_{s/2}^{\text{პარ}} - 18),$$

აქედან

$$t_{s/2}^{\text{პარ}} = 25^{\circ}.$$

(10. 47, ა) ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის გასწვრივ ჰერის ზედაპირზე:

$$28 (50 - t_s^{\text{პარ}}) = 7,9 (t_s^{\text{პარ}} - 18).$$

აქედან

$$t_s^{\text{პარ}} = 43,7^\circ.$$

(10. 48, ა) ფორმულით ვსაზღვრავთ ჰერის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურას

$$t_{s, \text{საშ}}^{\text{პარ}} = 25 + \frac{1}{3} (43,7 - 25) = 30,0^\circ.$$

(10. 25) ფორმულით ვსაზღვრავთ ჰერის ზედაპირის 1 მ² ფართობის მიერ გაცემულ სითბოს რაოდენობას

$$q_{s, \text{პარ}}^{\text{პარ}} = 7,9 (30 - 18) = 93 \text{ ეტ.მ}^2.$$

§ 10. 10. სხივური სათბობი სისტემების ღარიანობა და მონტაჟი

გასათბობი შენობების, მათი სამშენებლო კონსტრუქციებისა და სათავსების დაგეგმვის თავისებურებების მიხედვით, სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტება იწყება სათბობი პანელების ნაირსახეობისა და სათავსში განლაგების ადგილის შერჩევით. შემდეგ ვამოითვლება სათავსების თბოდანაკარგები. ამის შემდეგ ხდება სათბობი პანელების დასაშვები საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების წინასწარ შერჩევა და ამ პანელების საორიენტაციო ფართობის განსაზღვრა, სათავსების კომფორტული ტემპერატურის შემოწმებით.

ჰენჯისა და იატაკის სათბობი პანელების სათავსებში განლაგებისა და მათი ტრანსპორტირების მოხერხებულობისათვის მიზანშეწონილია სათბობი პანელების სიგრძე არ აღემატებოდეს 5-6 მ, ხოლო სიგანე — 2—2,5 მ.

შენობის სათბობი პანელების ტიპები მათი კონსტრუქციის მიხედვით არ უნდა აღემატებოდეს 2—3-ს, ხოლო ზომების მიხედვით 4—5-ს.

სათავსში დაყენებული სათბობი პანელის თბოგაცემა შეიძლება განსწავლდებოდეს სათავსის თბოდანაკარგებისაგან მხოლოდ +10% და —5%-ით.

თბოშემცველს პარამეტრების შერჩევისა და სათბობ პანელებში გამავალ თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურების განსაზღვრის შემდეგ შენობისათვის შერჩეული სათბობი სისტემის მილსადენისა და სათბობ პანელში სათბობი ელემენტის სქემების მიხედვით ხდება

პანელების საშუალო ზედაპირული ტემპერატურებისა და მათი თბოგაცემის საბოლოო გამოანგარიშება და პანელის საორიენტაციოდ მიღებული ზომების დაზუსტება.

ამის შემდეგ ხდება სხივური სათბობი სისტემის მილსადენის (სათბობი ელემენტის ჩათვლით) ჰიდრავლიკური გაანგარიშება და მათი საჭირო დიამეტრების შერჩევა.

სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტებისას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს სათბობი პანელებიდან (განსაკუთრებით ჰერის და იატაკის პანელებიდან) ჰაერის მთლიანად გაყვანას, რისთვისაც საჭიროა სათბობ ელემენტში წყალი და ჰაერი ერთი მიმართულებით მოძრაობდეს.

სათბობი ელემენტების აწყობა და მათი მონტაჟი რაც შეიძლება გულდასმით უნდა ჩატარდეს. მათი შემოწმება სიმტკიცეზე ხდება როგორც სათბობ პანელში ჩადების წინ, ისე მთლიანად სათბობი სისტემის დამონტაჟების შემდეგაც. იმ შემთხვევაში, როდესაც სათბობი ელემენტი აწყობილია შედუღებული (ნაკერიანი) მილებისაგან, მაშინ მილები იმგვარად უნდა განლაგდეს სათბობი პანელის მასივში, რომ შედუღების ნაკერი მიმართული იყოს გასათბობი სათავსისაკენ, რაც საჭიროების შემთხვევაში დაზიანებული ნაკერის დროულად შეკეთების საშუალებას იძლევა.

კედლის სათბობი პანელების ზედაპირები შეიძლება შეიღებოს როგორც წებოიანი, ისე ზეთის საღებავებით. მათზე შეიძლება აგრეთვე შპალერის გაკვრაც (შპალერი 5—8%-ით ამცირებს პანელის თბოგაცემას).

სხივურ სათბობ სისტემებში სათბობი სისტემების სხვა დანარჩენი ელემენტების (ცხელი და ცივი მაგისტრალების გაყვანა, ჰაერშემკრებების და საფართოებელი ჰურჯლის შერჩევა და სხვა) დაპროექტება, გაანგარიშება და მონტაჟი ზუსტად ისევე წარმოებს, როგორც ჩვეულებრივ წყლით სათბობ სისტემებში.

XI ტ ა ვ ი. გათხოვის აღზღოვარივი სისტემა

§ 11. 1. გათხოვ აღზღოვ

ღუმლით გათხოვა ჭერჭერობით კიდე ინარჩუნებს თავის მნიშვნელობას (განსაკუთრებით სოფლის პირობებში მცირე მოცულობის ცალკე მდებარე შენობების გასათბობად). ამგვარი გათხოვის მოწყობა დაიშვება მხოლოდ ერთ-ან ორსართულიან შემდეგი დანიშნულების შენობებში: საცხოვრებელ, ადმინისტრაციულ და სასწავლო დანიშნულების შენობებში, საავადმყოფოებში, პოლიკლინიკაში, საბავშვო ბაღში და ბაგაში, კინოთეატრში (არა უმეტეს 200-ადგილიან მაყურებელთა დარბაზის შემთხვევაში), სავაჭრო დაწესებულებებში და სამრეწველო დანიშნულების დამხმარე სათავსებში.

ღუმლით გათხოვის გამოყენების შესლუდვა ორსართულიანზე მაღალი შენობებისათვის გამოწვეულია უმთავრესად სანიტარიულ-ჰიგიენური და ხანძარსაწინალო მოსაზრებების..

ღუმლით გათხოვას აქვს მთელი რიგი დადებითი მხარეები: მისი მოწყობა ნაკლები ჯდება (სხვა სათბობ სისტემებთან შედარებით); ჰიროდება ლითონის ნაკლები ხარჯ-. ჰეიძლება ნებისმიერი ადგილობრივი იაფფასიანი სათბობის გამოყენება, 'შედარებით კარგი მარგი ქმედების კოეფიციენტი აქვს. უარყოფითი მხარეებიდან აღსანიშნავია: ხანძრის გაჩენის საშიშროება, სათბობის შესანახი გარკვეული ფართობის საჭიროება, სათბობის ზედა სართულებში მიტანის სიძნელე: ღუმელის ნაცრისაგან და წილისაგან პერიოდულუ გაწმენდის აუტ-ლებლობა და ამასთან დაკავშირებით სათავსში მტვრის გამოყოფა; სათავსის ჰერის ტემპერატურის რხევა დიდ დიაპაზონში და სხვა.

ღუმელი შედგება საცეცხლისაგან, რომელიც წარმოადგენს თბურ გენერატორს და კვამლსაბრუნე არხებისაგან, რომლებშიც მოძრაობს წვის შედეგად მიღებული პროდუქტი. საცეცხლისის და არხების შიგა ზედაპირები, რომლებიც უშუალო შეხებაშია ცხელ აირებთან, შეითვისებენ წვის პროცესში გამოყოფილ სითბოს. შეთვისებული სითბოს აკუმულაცია ხდება ღუმლის წყობის (მასივის) მიერ. ღუმლის გამთბარი კედლების გარე ზედაპირების (სათავსში გამოშავალი) საშუალებით

კი სიბოლო გადაეცემა სათავსს. ლუმელში გაცივებული აირები საკვამ-
ლე მილით გაიყვანება ატმოსფეროში.

ჭვემოთ მოგვეყავს ის უმთავრესი მოთხოვნები, რომლებიც წაყენე-
ბულა აქვს საბოლოო ლუმელს:

1. ლუმელმა თანაბრად უნდა გადასცეს სიბოლო სათავსს და უზ-
რუნველყოს ჰაერის ტემპერატურის თანაბარი განაწილება როგორც
სათავსის სიმაღლეზე. ასევე მის გეგმაში: ჰაერის ტემპერატურის რხე-
ვის ამპლიტუდა დღე-ღამის განმავლობაში საცხოვრებელ, სამკურნა-
ლო და ბავშვთა დაწესებულებებში არ უნდა აღემატებოდეს $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$ -ს
და სათავსის გასათბობად შერჩეული ლუმლისათვის უნდა შემოწმდეს
(3. 62) ფორმულით:

2. ლუმელის გარე ზედაპირების საშუალო ტემპერატურა, სანიტარი-
ულ-ჰიგიენური მოთხოვნებიდან გამომდინარე, არ უნდა აღემატებო-
დეს 90°C -ს და შეძლებისდაგვარად თანაბრად უნდა იყოს მთელ ზე-
დაპირზე. რადგანაც ლუმლის ცალკეული ნაწილების არათანაბარი
გაცხელება იწვევს ლუმლის წყობის სხვადასხვა სიდიდით გაფართოებას,
რის შედეგადაც შეიძლება წარმოიქმნას ბზარები;

3. ლუმელი უნდა იყოს მარტივი კონსტრუქციისა, მოსახერხებელი
საექსპლუატაციოდ, ლამაზი შესახედი. გარე ზედაპირები ადვილად
უნდა იწმინდებოდეს მტერისაგან, რისთვისაც მიზანშეწონილია მას
გლუვა ზედაპირები ჰქონდეს:

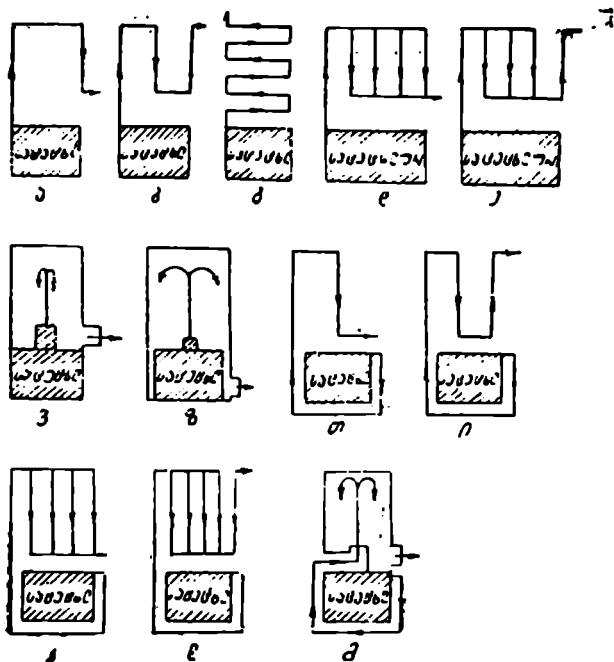
4. სასურველია, რომ ლუმლის კონსტრუქციამ უზრუნველყოს მისი
ჭვევო ზონის კარგი გათბობა, რაც თავის მხრივ, უზრუნველყოფს სა-
თავსს ჭვევო ზონის კარგ გათბობას.

§ 11. 2. ლუმლის კლასიფიკაცია

სიბოლოტევადობის მიხედვით ლუმლები იყოფა ორ ჯგუფად, პირ-
ველ ჯგუფს მიეკუთვნება სიბოლოტევადი ლუმლები, რომელთა წყო-
ბის აქტიური მოცულობა (აქტიური მოცულობა ეწოდება ლუმლის იმ
მოცულობას სიცივლეების ჩათვლით, რომელიც თბება) 0,2 მ³-ზე
მეტია და რომლების დანთებაც დღე-ღამის განმავლობაში გარე საან-
გარაშო ტემპერატურისას ორჯერ ხდება. მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება
არასიბოლოტევადი ლუმლები, რომელთაც თითქმის სრულიად არა აქვთ
სიბოლოს აკუმულაციის თვისება და ამიტომ ისინი საჭიროებენ განუ-
წყვეტელ ნთებას.

ლუმლებში ცხელი აირების მოძრაობის სქემის მიხედვით ლუმლე-
ბი შეიძლება იყოს:

1. არხებიანი, რომლებშიც ცხელი აირები მოძრაობს კვამლსაბ-
რუნ არხებში. ისინი თავის მხრივ იყოფა თანამიმდევრობით და პარა-



ნახ. 11.1.

ლელურად მოწყობილ არხებიან ღუმლებად. თანამიმდევრობით მოწყობილი არხებიანი ღუმლები შეიძლება იყოს: ერთბრუნეიანი (ნახ. 11. 1, ა), ორბრუნეიანი (ნახ. 11, 1, ბ) და მრავალბრუნეიანი (ნახ. 11, 1, გ). პარალელურად მოწყობილი არხებიანი ღუმლები შეიძლება იყოს: ერთბრუნეიანი (ნახ. 11. 1, დ) და ორბრუნეიანი (ნახ. 11. 1, ე).

2. უარხებო, რომლებშიც საცეცხლის თავზე კვამლსაბრუნე არხებს ნაცვლად მოწყობილია ხუფი, ცხელი აირები ხუფის კედლებს გადასცემს სითბოს, თვითონ ცოვდება. ეშვება დაბლა და აქედან საკვამლე მილით გაიყვანება ატმოსფეროში (ნახ. 11. 1, ვ და ზ).

3. შერეული, რომლებშიც ცხელი აირების მოძრაობისათვის გვაქვს კომბინირებული სქემა (ნახ. 11. 1. თ. ი. კ. ლ და მ). ყველა ეს ღუმელი მიეკუთვნება ე. წ. ქვედა ზონის სათბობ ღუმლებს.

თანამიმდევრობითი არხებიანი ღუმლების გარე ზედაპირების ტემპერატურა არ შეიძლება თანაბარი იყოს, რადგანაც ცხელი აირები მათში თანამიმდევრობით გავლისას თანდათანობით ცოვდება. პარალელურად არხებიანი ღუმლების გარე ზედაპირებს კი თითქმის ერთნაირი

ტემპერატურა ექნებათ, რადგანაც პარალელურ არხებში თითქმის ერთნაირი ტემპერატურის აირები მოძრაობს.

ღუმლები თავისი კედლების სისქის მიხედვით შეიძლება იყოს სქელკედლიანი (როცა კედლის სისქე აღემატება 12 სმ) და თხელკედლიანი (როცა საცეცხლის კედლების სისქე არ აღემატება 12 სმ, ხოლო ღუმლის დანარჩენი კედლების სისქე — 7 სმ).

ღუმლები ფორმის (გეგმაში) მიხედვით შეიძლება იყოს სწორკუთხა, კვადრატული, მრგვალი და სამკუთხა. უფრო ხშირად გამოიყენება სწორკუთხა ღუმლები, შედარებით იშვიათად — მრგვალი. სამკუთხა ღუმლები გამოიყენება სათავსების განსაკუთრებულად დაგეგმარების შემთხვევაში.

გარე ზედაპირების გაწყობის თვალსაზრისით ღუმლები შეიძლება იყოს აგურის, შელესილი, შორენკეციანი, ფოლადის ან თუჩის ფუტლიარით.

ღუმლები შეიძლება იყოს ერთსართულიანი, ორსართულიანი ან ორიარუსიანი (საცეცხლისას ყოველ სართულზე მოწყობილი). კვამლი ღუმლიდან გაიყვანება ღუმლის მასივის გვერდით ცალკე საძირკველზე მოწყობილი საკვამლე მილით, ღუმლის მასივზე ჩამოცმული მილით ან შენობის კაპიტალურ კედლებში დატოვებული საკვამლე არხით.

ღუმლების წყობა კეთდება აგურისაგან, ცეცხლგამძლე ბეტონის ბლოკებისაგან ან ლითონისაგან. ღუმლები შეიძლება დამზადდეს ქარხნული წესით ან უშუალოდ ადგილზე.

დანიშნულების მიხედვით ღუმელი შეიძლება იყოს: სათბობი, საათბობ-სახარში, სახარში და სპეციალური დანიშნულების.

§ 11. 3. სათბობი

ღუმელში საწვავად გამოიყენება სხვადასხვა სახის სათბობი: შეშა, ნახშირი, ტორფი, წვადი აირები, ფიქლები, ბზე და სხვ. ყველაზე უფრო ხშირად იყენებენ შეშას, ნახშირს და ტორფს.

ყველა სახის სათბობი წარმოადგენს ორგანულ შენაერთს, რომლის წვადი ელემენტები მაღალი ტემპერატურისას რეაქციაში შედიან ჰაერის უანგზადთან, რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა.

სათბობის მუშა შემადგენლობას წონით პროცენტებში შემდეგი სახე აქვს

$$C^b + H^3 + O^b + N^b + S_{\text{ფ}}^b + A^b + W^b = 100\%, \quad (11.1)$$

სადაც $C_1^3 H^8$ და S_3^8 არის (შესაბამისად) ნახშირბადი, წყალბადი და მფრინავი წვადი გოგირდი სათბობის წვადი ელემენტი. რაც უფრო მეტია სათბობის შემადგენლობაში წვადი ნიეთიერებები, მით უფრო მეტია სათბობის თბოუნარიანობა. ანუ 1 კგ სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა კვ-ობით.

წვადი გოგირდ-ს გარდა, სათბობის შემადგენლობაში შედის არა-წვადი გოგირდი, რომელიც სათბობის სხვადასხვა მინერალთან ერთად წვის შემდეგ წარმოქმნის მინერალურ ნარჩენს — A^3 ნაცარს.

სათბობის შემადგენლობაში არსებული ჟანგბადი O^8 თვითონ არ იწვის, მაგრამ ჰაერის ჟანგბადთან ერთად ხელს უწყობს სათბობის წვადი ელემენტების წვას.

N^8 აზოტი მონაწილეობას არ იღებს წვის პროცესში.

W^8 ტენი და A^3 ნაცარი წარმოადგენს სათბობში გარეშე მინარევს და შეადგენს სათბობის ე. წ. გარე ბალანსს. სათბობში ტენისა და ნაცარის რაოდენობა ერთი და იმავე სახის სათბობისათვისაც კი ცვალებადია და დამოკიდებულია სათბობის ამოღების ხერხზე, მის ტრანსპორტირებაზე და შენახვაზე. სათბობის შედგენილობაში ტენი და ნაცარი არასასურველია.

ასევე არ არის სასურველი სათბობში გოგირდის შემცველობა (მიუხედავად იმისა, რომ ის ნაწილობრივ იწვის). რადგანაც გოგირდოვანი აირი SO_2 ჰაერის წყლოვან აირთან კონტაქტში შესვლისას, წარმოქმნის გოგირდმჟავას — H_2SO_4 , რომელიც გარდა იმისა, რომ იწვევს შენობის ლითონის ელემენტების ინტენსიურ კოროზიას, აბინძურებს აგრეთვე გარე ჰაერს.

სათბობის წვადი ელემენტები მხოლოდ გარკვეული ტემპერატურული პირობებისას შედის ჰაერის ჟანგბადთან რეაქციაში (რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა).

მთლიანი წვის შემთხვევაში 1 კგ ნახშირბადის დაწვით გამოიყოფა 32830 კვ სითბო. წვისათვის საჭირო ჟანგბადის ნაკლებობის ან საცეცხლისში დაბალი ტემპერატურის შემთხვევაში არ ხდება სათბობის მთლიანი წვა და ამიტომ ასეთ შემთხვევაში 1 კგ ნახშირბადის დაწვით მივიღებთ მხოლოდ 9894 კვ სითბოს.

1 კგ წყალბადის დაწვის შემთხვევაში გამოიყოფა 142872 კვ სითბო, ხოლო 1 კგ გოგირდის დაწვის შემთხვევაში — 9117 კვ.

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც კგ სათბობის დაწვით შეიძლება მივიღოთ, ეწოდება სათბობის Q^8 უდაბლესი მუშა თბოუნარიანობა

კვ/კვ-ობით მახლოებით სათბობის უდაბლესი მუშა ობოუნარიანობა და მენდელეევის ფორმულის შესაბამისად ტოლია

$$Q_{\text{შ}}^{\text{შ}} = 3390^{\circ} + 1254/1^{\circ} - 109 (O^{\text{შ}} - S_{\text{შ}}^{\text{შ}}) - 25 (H^{\text{შ}} + H^{\text{შ}}) \text{ კვ/კვ.} \quad (11.2)$$

ამ ფორმულაში $Q_{\text{შ}}^{\text{შ}}$ განსაზღვრისათვის ასობით აღნიშნული სიდიდეების ნაცვლად ჩასმული უნდა იქნეს მათი (1 კვ სათბობში) პროცენტული შედგენილობა.

§ 11. 4 სათბობის წვის პროცესი

სათბობის გაცხელებისას მასში ჰაერის შეშვების გარეშე იგი იშლება აქროლად ნივთიერებად და მყარ ნარჩენად — კოქსად. სათბობიდან გამოყოფილი აქროლადი ნივთიერებებია: წყალბადი, აქროლადი გოგირდი, აორთქლებული წყალი, აზოტი. კოქსი შედგება ნახშირბადისა და ნაცრისაგან. სათბობში აქროლადი ნივთიერებებისა და კოქსის შედგენილობა სხვადასხვა სათბობისათვის სხვადასხვაა. მაგალითად, აქროლადი ნივთიერებების გამოყოფა შეშის წვისას შეადგენს მისი მასის 80%-ს, ხოლო ანთრაციტის წვისას კი — მხოლოდ 4%-ს. აქროლადი ნივთიერებების წვადი ნაწილის დაწვა ხდება საცეცხლის სივრცეში, ხოლო კოქსისა — უშუალოდ შიგ სათბობის ფენაში.

სათბობის წვის პროცესი სქემატურად შეიძლება სამ უმთავრეს საფეხურად დავყოთ.

პირველ სტადიაში ხდება სათბობის ფენის ტემპერატურის ზრდა იმ ზღვრამდე, რომ იწყება სათბობის გაზიფიკაცია, ანუ სათბობიდან აქროლადი ნივთიერებების გამოყოფა. გამოყოფილი აქროლადი ნივთიერებები მიდის საცეცხლის სივრცეში.

მეორე სტადიაში აქროლადი ნივთიერებების დაწვა ხდება საცეცხლის სივრცეში, ხოლო კოქსისა — ცეცხლრიყების ცხაურზე (გისოსზე).

მესამე სტადიაში ხდება იმ ნარჩენი კოქსის ბოლომდე დაწვა, რომელმაც ვერ მოასწრო წინა სტადიაში მთლიანად დაწვა.

სათბობის ნორმალური წვისათვის საჭიროა, რომ საცეცხლისში შედიოდეს ჰაერის საკმარისი რაოდენობა (რადგანაც ჰაერის ყანგბადი მონაწილეობს წვის პროცესში). ამასთან, რეაქცია იქნება სრული მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ყანგბადი კონტაქტში იქნება სათბობის აქროლად ნივთიერებებთან ზუსტად განსაზღვრული დროის განმავლობაში.

ღუმლის საცეცხლისში წვისათვის საჭირო ჰაერი შედის საკვამლე მარლის მიერ შექმნილი წვეის ზემოქმედებით, ის შედის ღუმლის ქვესა-

ბერი კარებებიდან და სანამ საცეცხლისის სივრცეში მოხვდებოდეს, გარვის ცეცხლრიკების ცხაურზე დაწყობილ გავრცელებულ კოქსის ფენას.

საცეცხლისში შესული ჰაერის რაოდენობის რეგულირება შეიძლება ქვესაბერი კარების მეტ-ნაკლებად გაღებით, საკვამლე მილზე დაყენებული საკვალთის მდებარეობის შეცვლით ან სათბობის ფენის სისქის ცვლით. სათბობის ფენის სისქე განაპირობებს აგრეთვე იმ დროს, რომლის განმავლობაშიც ჰაერის ჟანგბადი კონტაქტში უნდა იყოს სათბობთან.

თუ სათბობი შედგება მსხვილი ნაჭრებისაგან. მაშინ, იმისათვის, რომ რეაქცია მთლიანად დამთავრდეს, საჭიროა გვეკონდეს სათბობის სქელი ფენა, წვრილნაჭროვანი სათბობისას კი — თხელი ფენა.

1 კგ სათბობის დასაწვავად ჰაერის თეორიულად საჭირო რაოდენობა იანგარიშება ფორმულით

$$V_3 = \alpha \frac{Q_3^0}{1000} \text{ მ}^3/\text{კგ}, \quad (11.3)$$

სადაც α არის ცდების შედეგად მიღებული კოეფიციენტი და ის შემისათვის უდრის 1,12, ტორფისათვის — 1,18, მურა ნახშირისათვის — 1,15, ანთრაციტისათვის — 1,11, მაზუთისათვის — 1,10;

Q_3^0 — სათბობის უდაბლესი მუშა თბოუნარიანობა, კჯ/კგ-ობით.

საცეცხლისში თეორიულად საჭირო ჰაერის რაოდენობის შეყვანით ცეცხლრიკების ცხაურზე მისი არათანაბარი განაწილების გამო სათბობის მთლიანი წვის უზრუნველყოფა არ ხერხდება, ამიტომ საცეცხლისში შეყავთ თეორიულად საჭირო ჰაერის მოცულობაზე მეტა ჰაერი.

საცეცხლისში სინამდვილეში შეყვანილი ჰაერის $\sigma_{\text{ფ}}$ ფარდობას თეორიულად საჭირო რაოდენობასთან უწოდებენ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტს

$$\alpha = \frac{\sigma_{\text{ფ}}}{\sigma_3}. \quad (11.4)$$

გათბობის მიზნებისათვის გამოყენებულ ღუმელებში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე მერყეობს დიდ ზღვრებში: ღუმლის დანთების დასაწყისში ის 2-ის ტოლია, ხოლო დანთების ბოლოში კი 10-ზე მეტის, რადგანაც ამ დროისათვის სათბობის ფენის სისქე, ანუ მისი წინაღობა მკვეთრად ეცემა, ხოლო საკვამლე მილის მიერ შექმნილი წევა კი (აირების ტემპერატურის მომატებასთან ერთად) იზრდება.

სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს ნაწილი გამოუყენებლად იკარგება. სითბოს ყველაზე მეტი რაოდენობა იკარგება ატმოსფეროში გაყვანილი აირების (მათ დიდი — 150—160°C ტემპერატურა აქვთ) და სათბობის მთლიანი თბოუნარიანობის 5—15%-ს შეადგენს.

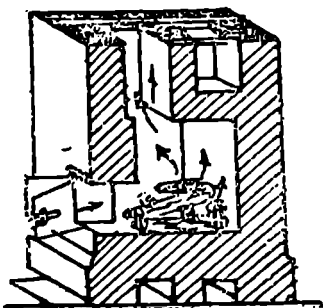
სათბობის ქიმიურად არასრული წვის შედეგად დაკარგული სითბოს რაოდენობა სათბობის მთელი თბოუნარიანობის 2—5%-ს შეადგენს.

სათბობის მექანიკურად არასრული წვის (სათბობის ნაწილი დაუწვავად ვარდება სანაწრეში ან გაიყვანება ატმოსფეროში) შედეგად დაკარგული სითბოს რაოდენობა სათბობის თბოუნარიანობის 6—10%-ს შეადგენს.

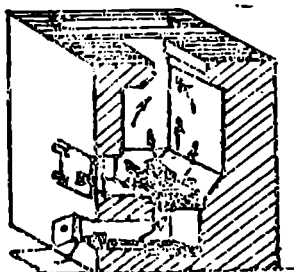
ზემოჩამოთვლილი დანაკარგები ჯამში საკმაო სიდიდეა და 15—30%-ს შეადგენს. ეს პროცენტი კიდევ უფრო გაიზრდება, თუ არასაკმარისი ყურადღებით მოვეკიდებით ღუმელში სათბობის წვის მთელ პროცესს.

§ 11. 5. ღუმლის საცეცხლისი

ღუმლის საცეცხლისმა უნდა უზრუნველყოს საცეცხლისში სათბობის წვისათვის საჭირო ტემპერატურა, სათბობის საჭირო მოცულობის ჩატვირთვა და ჰაერის თანაბარი მიწოდება. საცეცხლისის მოცულობა დამოკიდებულია სათბობის სახეობასა და მასში არსებული აქროლადი ნივთიერებების რაოდენობაზე; რაც უფრო მეტია აქროლადი ნივთიერებების შედგენილობა საწვავში, მით უფრო მეტი უნდა იყოს საცეცხლისის მოცულობა. მაგრამ ეს მოცულობა ძალიან დიდიც არ უნდა იყოს, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში საცეცხლისში არ გვექნება სათბობის მთლიანი წვისათვის საჭირო ტემპერატურა.



ნახ. 11.2.



ნახ. 11.3.

ცეცხლიკის ცხაურას (გისოსის) კონსტრუქციის შერჩევა უნდა მოხდეს გამოსაყენებელი სათბობის სახეობაზე დამოკიდებულებით, მისი ზომებისა და ნაცრიანობის მიხედვით.

საცეცხლისი უზრუნველყოფილ უნდა იქნეს მასში შემავალი ჰაერის რაოდენობის მარეგულირებელი მოწყობილობებით.

საცეცხლისის გაანგარიშება და დაგეგმარება უნდა ჩატარდეს იმ სათბობის თვისებების გათვალისწინებით, რომლის დაწვაც მოხდება მასში.

11. 2 ნახაზზე ნაჩვენებია ღუმელი, რომელსაც მთლიანი ჰორიზონტალურძირიანი ძველი კონსტრუქციის საცეცხლისი აქვს. მასში წვისათვის საჭირო ჰაერი შედის მხოლოდ საცეცხლისის გაღებული კარიდან, რის გამოც სათბობის ფენის ქვემო ნაწილში ჰაერი ვერ აღწევს. საცეცხლისში გამავალი ჰაერის უმეტესი ნაწილი წვის პროცესში მონაწილეობას არ იღებს და უსარგებლოდ აციეებს მას. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ასეთ საცეცხლისში დიდ სიდიდეს აღწევს, რის შედეგადაც იზრდება (ატმოსფეროში გაყვანილი აირებით) სითბოს უსარგებლოდ კარგვა. ასეთ საცეცხლისიან ღუმელებში ყველა სახის მყარი სათბობიდან დამაკმაყოფილებლად იწვის მხოლოდ შეშა. მისი მარგი ქმედების კოეფიციენტი ძალიან დაბალია.

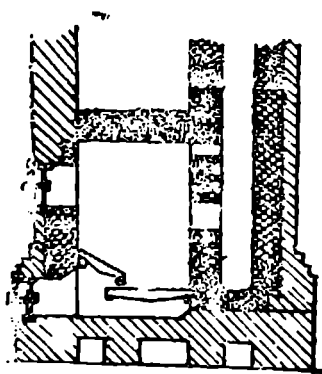
11. 3. ნახაზზე ნაჩვენებია ღუმელი თანამედროვე საცეცხლისით, რომელიც განკუთვნილია შეშის დასაწვავად. ამ საცეცხლისში ცეცხლიკების ცხაურა საცეცხლისში შეშის ჩასატვირთი კარების დონესთან შედარებით ოდნავ ჩაღრმავებულია. საცეცხლისის ძირის ქვეშ მოწყობილია ჰაერის ქვესაბერი, რომლის კარების მეტ-ნაკლებად გაღებით საცეცხლისში შეიყვანება ჰაერის საჭირო რაოდენობა, რომელიც ცეცხლიკების ცხაურას გავლისას გარს ევლება სათბობის მთელ ფენას, რითაც ხელს უწყობს სათბობის მთლიანად დაწვას. იმისათვის, რომ ღუმელში არ შევიდეს ჰაერის ჭარბი რაოდენობა, საჭიროა სათბობის წვის პროცესში საცეცხლისის კარები დაიკეტოს.

11. 4 ნახაზზე ნაჩვენებია ტორფის დასაწვავად გამოყენებული საცეცხლისი. ტორფს დიდი — 25—40%-მდე მასური ტენიანობა აქვს, ამიტომ ტორფის დასაწვავად გამოყენებულ საცეცხლისს ორი (ერთი ჰორიზონტალური და მეორე დახრილი) ცეცხლიკების ცხაურა უკეთდება. დანთების დაწყებისას ჰორიზონტალურ ცხაურაზე იღება სათბობის პატარა ნაწილი. მას შემდეგ, რაც სათბობის ეს ნაწილი კარგად

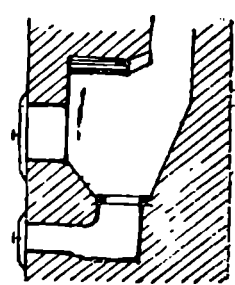
გახურდება. საცეცხლისის ორივე ცხაურას მთლიანად შეაესებენ სათბობის (ტორფის) საჭირო რაოდენობით. წვა იწყება სათბობის გამოშროალი ქვედა ფენიდან და სათბობის ზედა ფენების გამოშრობასთან ერთად ამოდის ზემოთ.

11. 5 ნახაზზე ნაჩვენებია ქვანახშირის დასაწვავად გამოყენებული საცეცხლისი. როგორც ცნობილია, ქვანახშირის წვა ხდება უშუალოდ სათბობის ფენის შიგნით, რომლის სისქეც განაპირობებს საკმარისი რაოდენობის ჰაერის მოღინებას და წვისათვის საჭირო ტემპერატურის დამყარებას. სათბობის საჭირო სისქის მქონე ფენის უზრუნველსაყრფად საცეცხლისში კეთდება პატარა ჩაღრმავება. ცეცხლრიკების ცხაურა ეწყობა საცეცხლისის კარების დონესთან შედარებით აგურის წყობის 2-3 რიგით დაბლა. ამავე საცეცხლისში შეიძლება ანთრაციტის დაწვა, ოღონდ ამ შემთხვევაში ცეცხლრიკების ცხაურა უნდა ჩაღრმავდეს 30—35 სმ-ით.

საცეცხლისის წყობა კეთდება წითელი აგურით. მისი კედლების სისქე მინიმუმ $1/2$ აგური უნდა იყოს. როდესაც საცეცხლისი გათვალისწინებულია ქვანახშირის და ანთრაციტის დასაწვავად, მაშინ აუცილებელია საცეცხლისის კედლებს გაუკეთდეს $1/4$ სისქის ცეცხლგამძლე აგურისაგან შესრულებული ამოგება. ვინაიდან ცეცხლგამძლე აგურსა და წითელ აგურს ერთმანეთისაგან განსხვავებული წრფივი გაფართოების კოეფიციენტები აქვთ, ამიტომ ამოგება არ უნდა იქნეს გადაბმული საცეცხლისის მთავარ წყობასთან. ამასთან, ასეთ შემთხვევებში შესაძლებელია (საჭიროების შემთხვევაში) ამოგების შეცვლა საცეცხლისის მთავარი წყობის დაურღვევლად.



ნ. 1. 11. 1.



ნ. 5. 11. 5.

საცეცხლისის განგარიშება. სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც უნდა დაიწვას დანთების ერთ პროცენტში, გამოითვლება ფორმულით

$$B = \frac{Q_{\Sigma}}{Q_{\Sigma}^{\text{კვ}}} \text{ კვ.} \quad (11.5)$$

სადაც Q_{Σ} არის ლუმლის მიერ გაცემული საანგარიშო სითბოს რაოდენობა და ლუმლის დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში ის 12 Q -ს, ანუ გასათბობი სათავსის მიერ 12 საათის განმავლობაში თბოდანაკარგების ტოლია, კვ-ობით;

$Q_{\Sigma}^{\text{კვ}}$ — სათავსის უმდაბლესი სამუშაო თბოუნარჩუნობა, კვ-ობით;

η — ლუმლის მარგი ქმედების კოეფიციენტი. ცეცხლიკებიანი ცხურის მქონე ლუმლებისათვის, როცა მათში ანთრაციტი იწვის. იგი 0,75-ის ტოლია, ხოლო როცა სხვა სახის სათბობი იწვის — 0,7; ლუმლებისათვის, რომლებსაც მთლიანი (ყრუ) ძირიანი საცეცხლისი აქვთ, — 0,4 უდრის.

სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც უნდა ჩაიტვირთოს საცეცხლისში, გამოითვლება ფორმულით

$$v = \frac{B}{\rho} \div \frac{0,75 B}{\rho} \text{ მ}^3. \quad (11.6)$$

სადაც B საცეცხლისში წვის ერთი პროცენტის განმავლობაში დასაწვევი სათბობის რაოდენობაა (მასა), კვ-ობით:

ρ — სათბობის სიმკვრივე, კვ/მ³-ობით.

ლუმლის საცეცხლისის ძირის ფართობი გამოითვლება ფორმულით

$$F_{\Sigma} = \frac{v}{h} \text{ მ}^2, \quad (11.7)$$

სადაც h სათბობის ფენის სიმაღლეა, მ-ობით:

საცეცხლისის სიმაღლე უნდა შეირჩეს იმ ანგარიშით, რომ მასში ჩაეტიოს საჭირო რაოდენობის სათბობი და სათბობის ფენის ზემოთ დარჩეს თავისუფალი სივრცე, რომელიც მით უფრო მეტი უნდა იქნეს, რაც უფრო მეტი აქროლადი წვადი ნივთიერებაა სათბობის შედგენილობაში.

საცეცხლისის სიგანე b , (ლუმლის წყობის სიგანის ნაკერების გათვალისწინებით) მიიღება: ლუმლებისათვის, რომელთა თბოგაცემა არ აღემატება 3480 ვტ — 0,19—0,27 მ, ლუმლებისათვის, რომელთა

თბოგაცემა აღემატება 3480 ვტ/სთ, — 0,27 და მეტი. საცეცხლის სიგრძე ნაქროვანი სათბობისათვის გამოითვლება ფორმულით

$$L = \frac{F_b}{v_b} \text{ მ}, \quad (11.8)$$

საცეცხლის სიმაღლის, სიგანის და სიგრძის შერჩევის შემდეგ შეიძლება მისი მოცულობის განსაზღვრა

$$V_b = L \cdot b \cdot h \text{ მ}^3. \quad (11.9)$$

(11. 9) გამოსახულების საშუალებით გამოთვლილი საცეცხლის მოცულობა უნდა შემოწმდეს საცეცხლის საწვავი სივრცის მოცულობის დასაშვებ თბურ დაძაბულობაზე (გამოყენებული სათბობის სახეობისათვის), რაც ხდება ფორმულით

$$v_b = \frac{B Q_{\Sigma}^3 \eta}{m E} \text{ მ}^3, \quad (11.10)$$

სადაც η არის საცეცხლის მარგი ქმედების კოეფიციენტი, რომელიც ცეცხლრიკებიანი ცხურის შემთხვევაში აიღება 0,9, ხოლო მთლიანძირიანი (ყრუ) საცეცხლის შემთხვევაში — 0,7;

m — დანთების ხანგრძლივობა საათობით, რომელიც 1740 ვტ თბოგაცემის მქონე ღუმლისათვის უდრის 1 სთ, 3500 ვტ მქონე ღუმლისათვის — 1,25 სთ, 5800 ვტ ღუმლისათვის — 1,6 სთ. უფრო მეტი თბოგაცემის მქონე ღუმლისათვის კი — 2 სთ. ვინაიდან ქვანახშირი უფრო ნელა იწვის, ამიტომ მის სათბობად გამოყენების შემთხვევაში დანთების ხანგრძლივობა იზრდება 1,5-ჯერ, ხოლო ანთრაციტის გამოყენებისას 2-ჯერ, ზემომოყვანილ მონაცემებთან შედარებით;

$\Sigma = \frac{Q_{\Sigma}^3}{v_b}$ — საცეცხლის საწვავი სივრცის ყოველ 1 მ³ მოცულობაზე დასაშვები თბური დაძაბულობა, ვტ-ობით;

ცეცხლრიკების ცხურას ფართობი იანგარიშება ფორმულით

$$F_{cb} = \frac{B}{m R} \text{ მ}^2, \quad (11.11)$$

სადაც R — ცეცხლრიკების ცხურას თბური დაძაბულობა, კვ/მ² სთ-ობით ანუ სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც შეიძლება დაიწვას 1 საათის განმავლობაში 1 მ² ფართობის მქონე ცეცხლრიკების ცხურაზე.

საეცხლის სანატრის მოცულობა საკმარისი უნდა იქნეს სათბობის წვის შედეგად დარჩენილი ნატრისა და წიდის მისაღებად. სანატრის სიგრძე და სიგანე არ უნდა იქნეს ეცხლრიკების ცხაურაზე; ნაკლები.

ქვესაბერის ნახვრეტის ფართობის განსაზღვრა შეიძლება ფორმულით

$$F_{\text{ჰ}} = \frac{Bv_3(1+at)}{mv3600} \text{ მ}^2, \quad (11.12)$$

სადაც v_3 არის 1 კგ სათბობის პრაქტიკულად დაწვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა, მ³-ობით, 760 მმ. ვერცხ. წყ. სვ. და 0°C ტემპერატურისას;

n — აირების (ჰაერის) მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი რომელიც უდრის 1/273;

v — ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე ლუმლის ქვესაბერში, მიიღება 1—2 მ/წმ;

t — სათავის ჰაერის ტემპერატურა, °C-ობით.

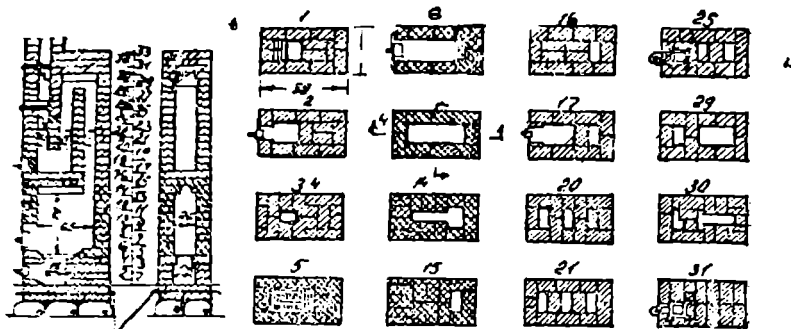
ვინაიდან ქვესაბერში სათავსიდან შესული ჰაერის ტემპერატურა ახლოსაა 0-თან, ამიტომ $1+at$ მამრავლი (11.12) ფორმულაში შეიძლება აღებულ იქნეს ერთის ტოლი.

§ 11. 6. სითაოთავალი ლუმლი

11. 6 ნახაზზე ნაჩვენებია ორჯერსაბრუნავი თანამიმდევრულად მოწყობილარხებიანი (შეესაბამება 11,1, ა ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) ლუმლის წყობის ჰრილები და გეგმები. ამ ლუმლის საშუალო საათური თბოგაცემა მისი დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში 2500 ვტ ტოლია.

ლუმლის ქვედა ნაწილში მოთავსებულია შუშის დასაწვავად განკუთვნილი საეცხლისი. საეცხლისიდან გამოსული ცხელი აირები თანამიმდევრობით გაივლის I, II და III არხებს. III არხიდან ცხელი აირები ჩამოსაცემელი საკვამლე მილის საშუალებით გაიყვანება ატმოსფეროში. III არხზე თანამიმდევრობით დაყენებულია ორი საკვალთი, რომელთა საშუალებითაც ლუმლის დანთების პროცესის დამთავრების შემდეგ გადაიკეტება არხის კვეთი.

საეცხლისის წყობა შესრულებულია ეცხლგამძლე აგურით. ვინაიდან საეცხლისი ყოველი მსრიდან ღიაა, ამიტომ ამ ლუმლის



ქიქოძე მოცაძე

ნახ. 11.6.

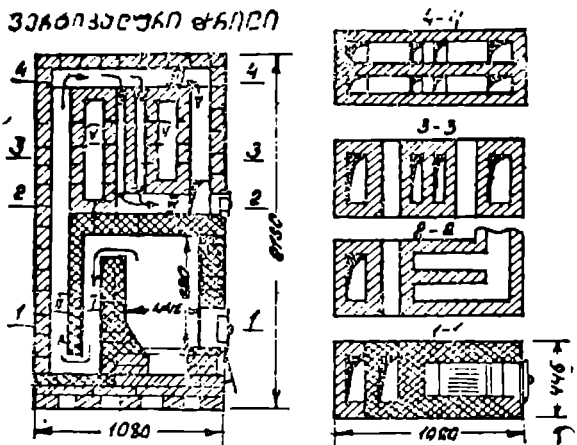
ქვედა ნაწილი კარგად თბება, რაც უზრუნველყოფს სათაჯის ქვედა ზონის კარგ გათბობას.

ღუმელს უარყოფით მხარედ ითვლება ღუმლის ზედა ნაწილის არათანაბარი გათბობა, რაც გამოწვეულია არხებში თანამიმდევრობით გავლისას ცხელი აირების ტემპერატურის ვარდნით.

11.7 ნახაზზე ნაჩვენებია პროფესორ პ. სმუხნინის მიერ დამუშავებული ღუმლის ჰორიზონტალური და ვერტიკალური ქრილები.

ამ ღუმელში ცხელი აირების მოძრაობა (შეესაბამება 11.1-ლ ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) ხდება კომბინირებულად და პარალელურად

ვერტიკალური ჭრილი

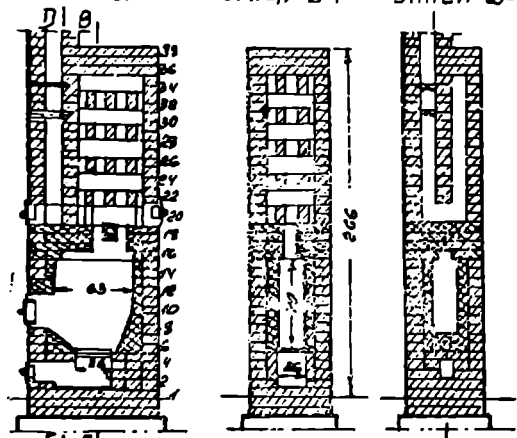


ნახ. 11.7.

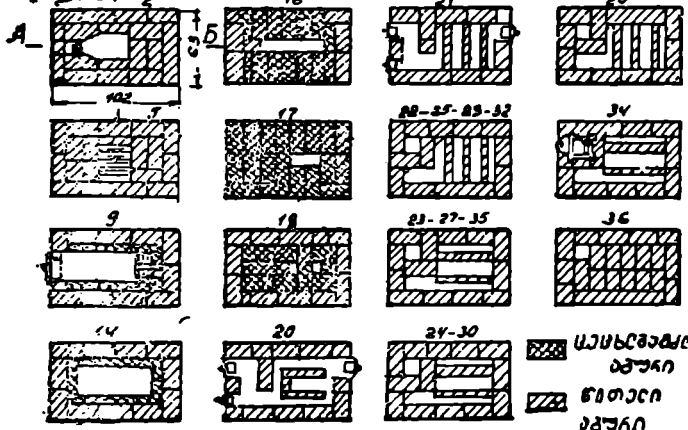
ჟანოი A-B

ჟანოი B-Γ

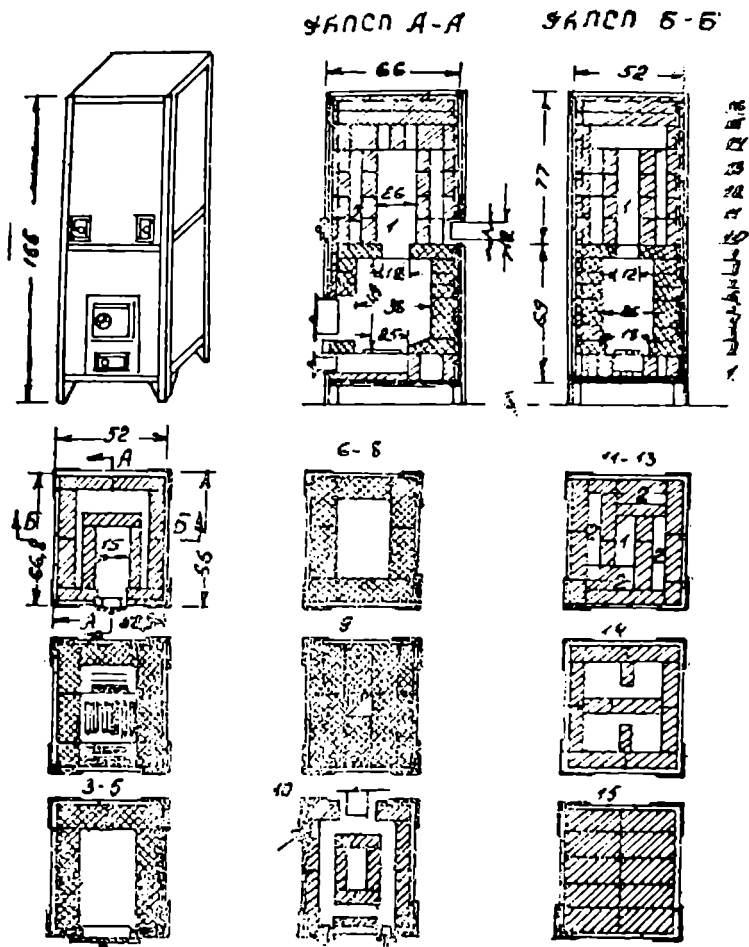
ჟანოი D-E



A- B1 2 E1 Γ1



ს.ბ. 11.9.



ნახ. 11.9.

მოწყობილი არხების სისტემაში. საცეცხლისიდან გამოსული ცხელი აირები პირველად გაივლის ღუმლის ქვედა ნაწილში მოწყობილ I არხს, საიდანაც II არხის საშუალებით აირები მოხვდება ღუმლის ზედა ნაწილში. აქედან ცხელი აირები გაივლის ერთმანეთის პარალელურად მოწყობილ ვერტიკალურ III არხში და IV ჰორიზონტალური არხის საშუალებით მიიყვანება საცვამლე მილში.

თბოგაცემი ზედაპირების გაზრდის თვალსაზრისით ღუმელში ეწყობა ორი გამჭოლი საპაერო კამერა V. ღუმლის საშუალო საათური თბოგაცემა მისი დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში 23200 ვტ ტოლია.

11. 8 ნახაზზე ნაჩვენებია სწორკუთხოვანი ხუფიანი ღუმლის ვერტიკალური და ჰორიზონტალური ჰრილები. ამ ღუმელმა დიდი გავრცელება პოვა მშენებლობაში. მასში ცხელი აირები საცეცხლისიდან (შეესაბამება 11. 1, 3 ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) აღის ხუფში, სადაც ხუფის კედლებთან შეხების შედეგად ცივდება და ეშვება დაბლა საცეცხლისის გადახურვის დონემდე, საიდანაც გაიყვანება საკვამლე მილში. სითბომემთვისებელი ზედაპირების გაზრდის მიზნით ღუმლის ხუფში ეწყობა აგურის წყობური, ე. ი. აგურის ისეთნაირი წყობა, რომელიც კმნის დამატებით, ერთმანეთთან დაკავშირებულ ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ არხებს.

ც. სემიონოვის მიერ შექმნილი ერთ-ერთი ღუმლის (MBMC—64) ვერტიკალური და ჰორიზონტალური ჰრილები მოცემულია 11. 9 ნახაზზე. ცხელი აირები საცეცხლისიდან ღუმლის ცენტრში განლაგებული საერთო 1 არხის საშუალებით აღის ღუმლის ზედა ნაწილში და ღუმლის გარე კედლების გასწვრივ განლაგებული 2 არხების საშუალებით ეშვება საკვამლე მილში. შექმნილია MBMC ღუმლების რამდენიმე ნაირსახეობა, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდება სიმაღლით (1,41 მ-დან 1,93 მ-მდე) და თბოგაცემით (1150-დან 3500 ვტ-მდე). ამ ღუმლების მასა მათი სიმაღლის მიხედვით იცვლება 300-დან 350 კგ-მდე. MBMC ტიპის ღუმლის საცეცხლისში შეიძლება თითქმის ყველა სახის სათბობის (შეშის, ტორფის, ქვანახშირის და ანთრაციტის) დაწვა. მისი დადებითი მხარეებიდან აღსანიშნავია დიდი თბოგაცემა. მცირე გაბარიტული ზომა და მცირე წონა, რაც უშუალოდ სპეციალური საძირკვლების მოწყობის გარეშე გასათბობი სათავსის იატაკზე დადგმის საშუალებას გვაძლევს.

§ 11. 7. არასითბორტევალი ღუმელი

არასითბორტევალი ღუმელი გამოიყენება იმ სათავსების გასათბობად, რომლებშიც ადამიანებს პერიოდულად უხდებათ ყოფნა (სახელოსნო, მაღაზია, საწყობი) და აგრეთვე დროებითი ხასიათის ნაგებობებში (მიწური, ბარაკი და ა. შ.).

არასითბორტევალი ღუმელი უმეტეს შემთხვევაში მზადდება ფურცლოვანი ფოლადისაგან, ანდა აკეთებენ თუჩისაგან. ზოგიერთ არასითბორტევალი ღუმელს უკეთდება აგურის ამოგება.

არასითბობრეველი ღუმელი დიდი თბოგაცემით ხასიათდება (1750—3000 ვტ/მ²) ამიტომ მას სითბობრეველ ღუმელთან შედარებით მცირე გაბარბრული ზომა აქვს. იგი მალე ცხელდება, მაგრამ დანთების შეწყვეტასას ასევე მალე ცივდება (რადგანაც თხელი კედლები აქვს). ამიტომ მასი ნთება ხდება უწყვეტლივ.

არასითბობრეველი ღუმლის უარყოფით მხარედ ითვლება ის, რომ მის ზედაპარბებზე მალალი ტემპერატურები გვაქვს. ფოლადისა და თუჩის თხელი კედლები ზოგჯერ სიწითლემდე ცხელდება, რის გამოც ხდება სხეური სითბოს დიდი რაოდენობით გამოყოფა. რაც არასასიამოვნოდ მოქმედებს ადამიანთა ორგანიზმზე და იწვევს სათავისის ჰაერის ტემპერატურის უთანაბრობას. ვარდა ამისა, ძლიერ გაცხელბულ ზედაპარბებზე ხდება მტერის დაწვა და ამის შედეგად მსუთავი აირის წარმოქმნა.

არასითბობრეველ ღუმელში კვამლსაბრუნე არხების სიგრძე მცირეა, რის გამოც ატმოსფეროში გაყვანილ ცხელ აირებს მალალი ტემპერატურა აქვს, რაც იწვევს სითბოს დიდი ნაწილის უმიზნოდ კარგვას.

§ 11. 8. ღუმლის საძირკველი

ის ღუმელი, რომლის მასა არ აღემატება 750 კგ და რომლის ჯადგვაც ხდება შენობის კაპიტალურ კედელთან ახლოს, შეიძლება მოეწყოს სპეციალური საძირკვლის გარეშე. ასეთ შემთხვევაში იატაკის იმ ნაწილზე. სადაც ამოყვანილ უნდა იქნეს ღუმლის წყობა, იდება ზანძარსაწინალო საიზოლაციო ფენა, რომელიც შედგება თიხის ხსნარში გაყლენტილი ორფა ქეჩისა და ფოლადის ფურცლისაგან. სარბულშუა გადახურვის კონსტრუქცია (სიმტკიცეზე) გაანგარიშებულ უნდა იქნეს ღუმლის მასის გათვალისწინებით. დიდი მასის ღუმლის ქვეშ წყობა სპეციალური საძირკველი.

ღუმლის საძირკველი კეთდება ყორე ქვისაგან ან აგურისაგან კირის ან ცემენტის დულაბის გამოყენებით (ეს უკანასკნელი გამოიყენება ტენიანი გრუნტის შემთხვევაში). საძირკვლის მოსაწყობად გრუნტში ითბრება ქვაბული იმის გათვალისწინებით, რომ საძირკველი უფრო ფართო უნდა იქნეს ღუმლის წყობაზე (5 სმ-ით ყოველ მხარეს). საძირკვლის წყობის პირველი რიგი კეთდება მოსწორებული ქვაბულის ბრზე და შემდეგ ამოივსება თხელი დულაბით. დანარჩენი წყობის ამოყვანა ხდება ნაკერების ერთმანეთთან გადაბმის წესების დაცვით.

საძირკვლების დამოუკიდებელი ჯდომის უზრუნველსაყოფად ღუმლის საძირკველს და შენობის კედლების საძირკვლებს შორის და-

ტოვებული უნდა იქნეს 5 სმ სიგრძის ღრეჩო, რომელიც წყობის დამთავრების შემდეგ უნდა ამოივსოს ქვიშით.

ლუმლის საძირკვლის გრუნტში ჩაღრმავება ერთსართულიანი ლუმლისათვის უნდა იქნეს 0,6—0,75 მ, ორსართულიანი ლუმლისათვის — 1 მ.

თუ ლუმელი იდგმება კაპიტალური კედლის ღიობში იმგვარად, რომ მისი ნაწილი დგას უშუალოდ კედლის საძირკველზე, ხოლო ნაწილი გამოწვეულია კედლის სიბრტყიდან, ოღონდ არა უმეტეს 0,25 მ-ისა, მაშინ კედლის საძირკველს უკეთდება ადგილობრივი გაფართოება. რომელზეც ხდება კედლის სიბრტყიდან გამოწვეული ლუმლის ნაწილის დაყრდნობა. იმ შემთხვევაში, როდესაც კედლის სიბრტყიდან ლუმლის ნაწილი გამოწვეულია 0,25 მ მეტად (არა უმეტეს 0,5 მ), მაშინ კედლის საძირკვლის გაფართოება ხდება ამ საძირკვლის მთელ სიმაღლეზე. ყველა დანარჩენ შემთხვევაში ლუმელი იდგმება დამოუკიდებლად ამოყვანილ საძირკველზე.

მეორე სართულის ლუმელი შეიძლება მოეწყოს ქვედა სართულის ლუმელზე. ასეთ შემთხვევებში ლუმლებს შორის (სართულშუა გადახურვის დონეზე) ეწყობა ყრუ კამერა, რომლის გადახურვაც ხდება 10 სმ რკინაბეტონის ფილით. ამ რკინაბეტონის ფილის მოწყობა უზრუნველყოფს ზედა სართულის ლუმლის დატვირთვის თანაბარ განაწილებულ გადაცემას ქვედა სართულის ლუმელზე.

§ 11.9. ლუმლის წარმოება

ლუმლის წყობისათვის უმთავრესად გამოიყენება კარგად გამომწვარი ჩვეულებრივი წითელი აგური (საცეცხლისებრი ამოგება კი ხდება ცეცხლგამძლე აგურისაგან). ამ მიზნით სილიკატური აგურის გამოყენება არ დაიშვება, რადგანაც ის მალალი ტემპერატურისას ადვილად იშლება. აგურის წყობისათვის იყენებენ თიხის დულაბს; რომელიც წარმოადგენს სილისა და თიხის თხელ ნარეუს. ცეცხლგამძლე აგურის წყობის ამოყვანისას იყენებენ შამოტთიხოვან დულაბს.

ლუმლის წყობისათვის გამოყენებულ აგურს უნდა ჰქონდეს: სწორი ფორმა, ნორმალური გამოწევა — წითელი. სწორი კუთხეები, ბრტყელი წახნაგები, ფოროვნობა.

ცუდად გამომწვარი აგურის ლუმლის წყობა ჩქარა ინგრევა. ხოლო ზედმეტად გამომწვარი აგურის ცუდი შეჭიდულობა აქვს თიხის ხსნართან.

ჩვეულებრივი თიხის აგური (ლუმლის წყობისას) წინასწარ უნდა დასველდეს წყლით. წინააღმდეგ შემთხვევაში ის წყალს შეიწოვს თი-

ხის დულანადან, რაც შეამცირებს აგურის დულაბთან შეჭიდულობის წარჩინს. ცეცხლგამძლე აგურის ზედაპირებზე მოასხურებენ წყალს, რაღა გაწმინდონ იგი მტვრისაგან; ჩვეულებრივი აგურის ღუმლის წყობის ნაწიბურების სისქე არ უნდა აღემატებოდეს 5 მმ, ხოლო ცეცხლგამძლე აგურისა კი — 3 მმ.

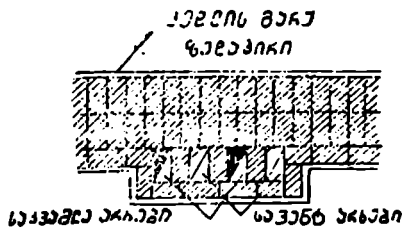
ღუმლის გარე კედლების სისქე არ უნდა იყოს $1/2$ აგურზე მეტი, ხოლო საცეცხლისის ფარგლებში — $1/2$ აგურზე ნაკლები. იმ შემთხვევაში, როდესაც ღუმლის კედლების სისქე $1/4$ აგურის ტოლია, მაშინ ღუმელი ამოყვანილი უნდა იქნეს ლითონის კარკასში. სათავსის ზედა ზონის გადახურების თავიდან ასაცილებლად ღუმლის სიმაღლე დიდი არ უნდა იყოს. ღუმლის შიგა არხები ქვარტლისაგან გაწმენდის მოწერხებულობისათვის მიზანშეწონილია გაკეთდეს 7-7 სმ ზომის.

ღუმლის წყობის დროს დაეულ უნდა იქნეს ნაკერების გადაბმა. ღუმლის წყობის ამოყვანის დროსვე ხდება ღუმლის ხელსაწყოების: ხუფების, ცეცხლრიკების გისოსების, საკვალთების და ყველა (ქვესაბერის, საცეცხლისის, სანაცრის და ა. შ.) კარის დაყენება.

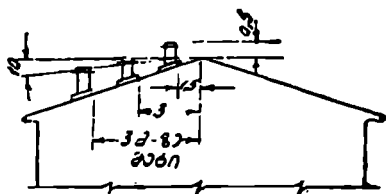
§ 11.10 საკვამლე მილი და არხი

როგორც აღვნიშნეთ, ღუმლიდან კვამლის და ნაწვეი აირების გაშლასაყვანად აწყობენ ჩამოსაცმელ (იხ. ნახ. 11.6 და 11.8) და ღუმლის გვერდზე ცალკე ამოყვანილ საკვამლე მილებს, ანდა აგურის კაპიტალურ კედლებში საკვამლე არხებს. ვინაიდან ღუმლის გვერდზე ცალკე მდებარე საკვამლე მილების მოწყობა უფრო ძვირი ჯდება, ვიდრე ჩამოსაცმელი საკვამლე მილებისა და საკვამლე არხების მოწყობა, ამიტომ მათი გამოყენება დაიშვება მხოლოდ მაშინ, როდესაც ამა თუ იმ მიზეზით შეუძლებელია ჩამოსაცმელი მილების ან საკვამლე არხების მოწყობა.

საკვამლე არხები ეწყობა შენობის შიგა კაპიტალურ კედლებში, რომელთა სისქეც მინიმუმ $1\frac{1}{2}$ აგურია. იმ შემთხვევაში, როდესაც კედელი უფრო თხელია, საკვამლე არხების კედელში განლაგების ადგილას კედელს უკეთდება ადგილობრივი შესქელება — პილიასტრი. საკვამლე არხების განლაგება შენობის გარე კედლებში არ არის მიზანშეწონილი, რადგანაც ასეთ არხებში მოხდება ცხელი აირების იმ ტემპერატურამდე გაცივება, რომლის დროსაც შეიძლება დაიწყოს წყლის ორთქლის კონდენსაცია, გამოყოფილი ტენით გაიყვინთება კედლის წყობა და კედელი დაიწყებს დატენიანებას და ნგრევას. თუ ვერ ავიცი-



ნახ. 11, 10.



ნახ. 11, 11.

ლეთ თავიდან არხების მოწყობა გარე კედლებში, მაშინ საჭიროა, რომ $2 \frac{1}{2}$ აგურის სისქის მქონე კედლებში არხის შიგა ზედაპირიდან კედლის გარე ზედაპირამდე იყოს მინიმუმ 2 აგური, ხოლო 2 აგურის სისქის მქონე კედელში — $1 \frac{1}{2}$ აგური. ვინაიდან საკვამლე არხს თვითონ უნდა ჰქონდეს კეთი მინიმუმ $1/2$ — $1/2$ აგურზე, ამიტომ ზემოაღნიშნული პირობის დასაკმაყოფილებლად საჭირო ხდება პილიასტრში არხების ისეთნაირად განლაგება, როგორც ეს ნაჩვენებია 11. 10 ნახაზზე.

საკვამლე არხების და მილების კედლების სისქე უნდა იყოს სულ მცირე $1/2$ აგური. საკვამლე არხის გვერდით რეკომენდებულია განლაგდეს სავენტილაციო გამწოვი არხები (იხ. ნახ. 11. 10), რადგანაც ამ არხის ცხელ კედლებთან შეხების შედეგად ხდება მასში გამავალი (სათავსიდან გაწოვილი) ჰაერის გათბობა, რაც აუმჯობესებს წევას სავენტილაციო არხებში.

ყოველ ღუმელს, როგორც წესი, უნდა ჰქონდეს დამოუკიდებელი საკვამლე არხი. გამონაკლისი დაიშვება მხოლოდ ერთსა და იმავე სართულზე და გვერდ-გვერდით განლაგებული ღუმლებისათვის. კვამლი ასეთი ღუმლებიდან შეიძლება შევიყვანოთ ერთ არხში, ოღონდ ასეთ შემთხვევაში $0,75$ — 1 მ სიმაღლეზე არხში უნდა მოეწყოს $1/2$ აგურის სისქის ტიხრის ზოლი, რომელიც წარმოქმნის ცალ-ცალკე არხებს ცალკე ღუმლებისათვის. თუ ასეთი ტიხრის ზოლის მოწყობა არ შეიძლება, მაშინ ცალკეული ღუმლის საკვამლე არხების მიერთება დაიშვება ერთ საერთო არხთან. ოღონდ სხვადასხვა სიმაღლეზე, მანძილი მიერთების წერტილებს შორის არანაკლებ 1 მ უნდა იყოს.

საკვამლე არხები, როგორც წესი, უნდა იქნეს ვერტიკალური. თუ ამა თუ იმ მიზეზით გვიხდება არხის ვერტიკალური მიმართულების დარღვევა და არხის გვერდზე გაყვანა, მაშინ ეს მანძილი (არხის

გვერდზე გაყვანა) არ უნდა აღემატებოდეს 1 მეტრს. ამასთან, ის უნდა შესრულდეს 60° კუთხით ჰორიზონტის მიმართ.

სხენზე ხდება გვერდიგვერდით განლაგებული საკვამლე არხების ერთ საერთო არხში გაერთიანება, რომლის თავიც აიყვანება შენობის სახურავის ზემოთ ისეთნაირად, რომ ქარმა ხელი არ შეუშალოს ცხელი აირების ატმოსფეროში თავისუფალ გაყვანას. ამისათვის საჭიროა, რომ საერთო საკვამლე არხის თავი ამოყვანილი იყოს (იხ. ნახ. 11. 11) სახურავიდან:

ა) სახურავის თავბანდის მალლა 0,5 მეტრით, თუ მილი დაშორებულია თავბანდიდან არა უმეტეს 1,5 მეტრისა;

ბ) სახურავის თავბანდის დონემდე, თუ მილი მისგან დაშორებულია 1.5—3 მეტრამდე;

გ) სახურავის თავბანდის დონის დაბლა, თუ მილი მისგან დაშორებულია 3 მეტრზე მეტით. მილის თავის ზედა დონე ასეთ შემთხვევაში განისაზღვრება დახრილი სწორით, რომელიც გველებული უნდა იქნეს სახურავის თავბანდიდან 10° კუთხით ჰორიზონტის მიმართ.

საკვამლე მილი ყველა შემთხვევაში 0,5 მეტრით მალლა უნდა იყოს სახურავის დონესთან შედარებით. მილის თავი მასში ატმოსფერული ნალექების მოხვედრისაგან დასაცავად უნდა დაიხუროს ფოლადის (ლაგვერდებთან) ხუფით. საკვამლე მილის სიმაღლე ცეცხლრიკების გისოსის დონიდან მილის ბოლომდე არანაკლებ 5 მეტრი უნდა იყოს.

§ 11. 11. ღუმლის და საკვამლე მილის მიერ შექმნილი წნევა

ღუმლისა და საკვამლე არხის (ან მილის) სიმაღლეს და მათ განივკვეთს განსაზღვრავენ მათში გამავალი აირების რაოდენობისა და იმ გაუხშობების (წნევის) სიდიდის მიხედვით, რომელიც უნდა უზრუნველყონ მათ. ამ გაუხშობების სიდიდე (რომლის ხარჯზეც მუშაობს ღუმელი) საკმარისი უნდა იქნეს იმ წინააღმდეგობათა გადასალახავად. რომლებიც წარმოიქმნებიან აირების მოძრაობისას ღუმლის კვამლსაბრუნ არხებში და თვით საკვამლე მილში, და გარდა ამისა, იმისათვის, რომ უზრუნველყოფილ იქნეს საცეცხლისში ჰაერის (რომელმაც უნდა გადალახოს ცეცხლრიკების გისოსის და სათბობის ფენის წინააღმდეგობის შეყვანა. აღნიშნული გაუხშობება (წნევა) იმიტომ წარმოიქმნება, რომ აირების სვეტის წნევა ღუმელში და საკვამლე მილში უფრო ნაკლებია იმ წნევასთან შედარებით, რომელიც აქვს გარე ჰაერის ასეთივე სიმაღლის სვეტს. გარე ჰაერის უფრო მძიმე სვეტი ქმნის მეტ წნევას და ღუმელიდან ატმოსფეროში გამოდენის ამავე სიმაღლის მქონე უფრო ცხელ: ე. ი. უფრო მსუბუქ აირებს.

ვინაიდან წნევა ტოლია ჰაერის სვეტის სიმაღლის ნამრავლისა მის სიმკვრივეზე. ამიტომ გარე ჰაერის და ცხელი აირების ის სიმკვრივეთა სხვაობა, რომელიც უზრუნველყოფს გაუხშობას (წნევას), ტოლი იქნება

$$H = g \cdot (\rho_g - \rho_{\text{ცხ}}) \cdot h \quad (11.13)$$

სადაც h არის საკვამლე მილის სიმაღლე, გამოთვლილი ღუმლის ცეცხლრეკების გისოსის დონიდან საკვამლე მილის თავამდე, მ-ობით;

ρ_g — გარე ჰაერის სიმკვრივე (აიღება 0° -ის მქონე ჰაერისათვის) კგ/მ³-ობით;

$\rho_{\text{ცხ}}$ — ცხელი აირების სიმკვრივე, კგ/მ³-ობით.

ვინაიდან გარე ჰაერის ტემპერატურის დეარდნისას მისი სიმკვრივე იზრდება, ამიტომ ცხადია, რომ ზამთრის ცივ დღეებში უკეთესი წევა გვექნება, ვიდრე თბილ დროს.

რაც უფრო დიდი სიმაღლე აქვს საკვამლე მილს, მით უფრო მეტი იქნება მის მიერ შექმნილი წნევის სიდიდე. პრაქტიკამ დაგვანახა, რომ ღუმლები ნორმალურად მუშაობენ იმ შემთხვევაში, როდესაც საკვამლე არხების და მილების სიმაღლე მინიმუმ 5 მეტრია.

საკვამლე მილის განივი კვეთის ფართობის განსაზღვრა შეიძლება ფორმულით.

$$F = \frac{Bv \cdot (1 + at)}{3600 \cdot m} \quad (11.14)$$

სადაც F არის საკვამლე მილში გამავალი ცხელი აირების საშუალო ტემპერატურა (შემით გათბობის შემთხვევაში აიღება 130° -ის ტოლი, მურა ნახშირით — 120° და ანთრაციტით — 110°);

v — საკვამლე მილში გამავალი ცხელი აირების მოძრაობის სიჩქარე აიღება 1,5—2 მ/წმ.

m — ღუმლის დანთების ხანგრძლივობა;

ჩვეულებრივ, საკვამლე მილის განივკვეთი იმ ღუმლებისათვის, რომელთა თბოუნარიანობა აღწევს 3000 ვტ, იღებენ 12×12 სმ ($1/2 \times 1/2$ აგურზე), ღუმლებისათვის თბოუნარიანობით 3000—4500 ვტ — 12×18 სმ, ხოლო ღუმლებისათვის, რომელთა თბოუნარიანობა აღემატება 5000 ვტ, — 12×25 სმ.

ჭვემთ მოგვეყავს ის უმთავრესი ხანძარსაწინაღო მოთხოვნები და წესები. რომლებიც დაცულ უნდა იქნეს იმ შენობებში, რომლებშიც მოწყობილი გვაქვს ღუმლით გათბობა. ღუმლისა და საკვამლე მილების გაცხვლებული ზედაპირები (რომელთაც აქვთ 100°-ზე მეტი ტემპერატურა) უშუალოდ არ უნდა ეხებოდეს შენობის ხის კონსტრუქციებს, რაღა არ მოხდეს მათი თვითანთება. შენობის ხის კონსტრუქციების ახლოს ღუმლების და საკვამლე მილების ზედაპირების განლაგება საშიშია კიდევ იმიტომ. რომ ამ უკანასკნელის წყობაში დროთა განმავლობაში შეიძლება წარმოიქმნეს ბზარები, საიდანაც შეიძლება მოხდეს ცხელი აირების გაჟონვა, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს ახლო მანძილზე განლაგებული ხის კონსტრუქციების აალება. ამიტომ ყველა იმ ადგილში (სართულშია გადახურვების და კედლის კონსტრუქციებში), სადაც ხის კონსტრუქციები ახლო მანძილზეა ღუმლის და საკვამლე მილების ცხელ ზედაპირებთან. საჭიროა ღუმლის და საკვამლე მილის კედლების წყობის შესქელება (იმ ხის კონსტრუქციებს. რომლებიც ამ შესქელებულ ადგილებს ესაზღვრება. შემოკრული უნდა ჰქონდეს თიხის ხსნარში დასველებული ორფა ქეჩა ან აზბესტ-მუყაო), ანდა საჭიროა ხის კონსტრუქციებისა და ცხელ ზედაპირებს შორის დატოვებულ იქნეს გარკვეული მანძილი, ე. წ. ჰაერის ბალიში.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ღუმელი იდგმება ხის კედლებთან ან ტიხრებთან, საჭიროა ღუმელსა და კედლებს შორის დატოვებულ იქნეს 12-15 სმ სიგანის თავისუფალი სივრცე, ხოლო კედელს გაუკეთდეს სპეციალური იზოლაცია თიხის ხსნარში დასველებული ორფა ქეჩით, რომელსაც ზემოდან გადაეკვრება ფურცლოვანი ფოლადი. იმ შემთხვევაში, როდესაც ღუმელსა და ხის კედლებს შორის დატოვებული ჰაერის სივრცე გვერდებიდან ამოვსებულია, მაშინ ფურცლოვანი ფოლადის ნაცვლად ამოყვანილ უნდა იქნეს 1/4 აგურის სისქის კედელი.

თუჯისა და ფოლადის ღუმლები და საკვამლე მილები ხის კონსტრუქციებიდან დაშორებულ უნდა იქნეს 1 მეტრით, იმ შემთხვევაში კი, როდესაც ამ კონსტრუქციებს გაკეთებული აქვს სპეციალური იზოლაცია, — 0,5 მ.

სხვენზე განლაგებული ყველა საკვამლე მილი და იმ კედლების ზედაპირები, რომლებშიც განლაგებულია საკვამლე არხები, უნდა შეილესოს კირის დუღაბით და შეთეთრდეს.

ხის იატაკზე, ღუმლის წინ, იატაკისა და სართულშია გადახურვის კონსტრუქციების აალების საშიშროების თავიდან ასაცილებლად უნდა დაიგოს ფოლადის ფურცელი.

აირით სათბობი სისტემების კლასიფიკაცია

აირს სხვა სახის სათბობთან შედარებით აქვს მთელი რიგი უპირატესობანი. ცნობილია, რომ ბუნებრივი აირის მოპოვების ღირებულება 10—12-ჯერ უფრო დაბალია, ვიდრე ქვანახშირის მოპოვება, ხოლო მსხვილი აირსადენების აგებისათვის საჭირო კაპიტალური დანახარჯების ანაზღაურება ხდება სულ რაღაც 3-4 წელიწადში. გარდა ამისა, აღსანიშნავია მისი დიდი თბოუნარიანობა, წვეის პროცესის რეგულირების შესაძლებლობა (ზუსტად ტექნოლოგიური მოთხოვნების შესაბამისად), დიდ მანძილზე ტრანსპორტირების (აირსადენებით), აირმომხმარებელი აგრეგატების მომსახურების სიადვილე, წილის და წვის ნარჩენების არარსებობა, დასახლებული პუნქტების სანიტარიულ-ჰიგიენური პირობების გაუმჯობესება და ა. შ.

წვადი აირები ფართოდ გამოიყენება საზოგადოებრივი და სამრეწველო დანიშნულების შენობების გათბობის თანამედროვე ტექნიკაში.

გათბობის ტექნიკაში აირის უმთავრესი მომხმარებელია თბოელექტროცენტრალები და ასევე სპეციალური კონსტრუქციის მქონე ქვაბებით აღჭურვილი სარაიონო და ადგილობრივი საქვაბები. აირი ასევე წარმატებით გამოიყენება ცალკეული ბინების წყლით გათბობის ადგილობრივ სისტემებში და ოთახის ჩვეულებრივი ღუმლების გასათბობად.

ამჟამად ყველაზე მეტად გავრცელდა და ყველაზე უფრო ეკონომიურად ითვლება აირის საწვავად განკუთვნილი სპეციალური კონსტრუქციის ადგილობრივი ხელსაწყოებით გათბობა. ეს ხელსაწყოები სითბოს გადაცემის საშუალების მიხედვით იყოფა რეფლექტორულ (არეკლითი), კონვექციურ და შერეულ (კონვექციურ-სხივურ) ხელსაწყოებად.

§ 11. 14. აირის გამოყენება ღუმელით გათავაზაში

ღუმლების უმეტესი ტიპების (მათი კვამლსაბრუნე არხების სქემებისდა მიუხედავად) გადაყვანა მყარი სათბობიდან აირზე, როგორც მრავალი წლის გამოცდილებამ დაგვანახა, არ იწვევს რაიმე საექსპლუატაციო (უსაფრთხოების თვალსაზრისით) ან ტექნიკურ გართულებას.

ჩვეულებრივ, სათბობით მომუშავე ღუმლების გადაკეთება (ცვლამოწყობა) აირით მომუშავე ღუმლად არ არის დაკავშირებული დიდ ხარჯებთან და სრულდება მარტივად — ღუმლის სანაცრეში ან საცეცხლისში სპეციალური აირის სანთურის დაყენებით. 11. 12 ნახაზზე

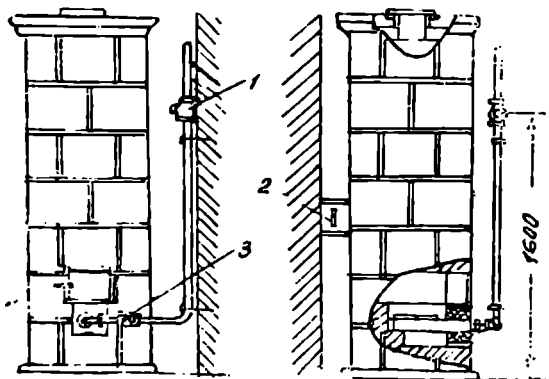
ნაჩვენებია ჩვეულებრივი ღუმელი. რომლის სანაცრეშიც დადგმულია აირის სანთურა. ნახაზზე ნაჩვენებია აირის ჩამკეტი ონკანის 1, საცეალ-თის 2 და მარეგულირებელი ონკანის 3 განლაგება.

აირზე გადაყვანილი ღუმლის ნორმალური მუშაობის (უსაფრთხოე-ბის თვალსაზრისით) უზრუნველსაყოფად სანთურებს უნდა ჰქონდეთ აე-ტომატური მოწყობილობა. რომელიც საჭიროების (აღის მოწყვეტის ან ჩაქრობის) შემთხვევაში დროულად შეწყვეტს აირის მიწოდებას. იმ შემთხვევაში. როდესაც სანთურას არა აქვს ატომატური მოწყობი-ლობა, მაშინ ის უნდა აღიჭურვოს ბლოკ-ონკანით, რომელიც არ იძლევა უმთავრეს სანთურაზე ონკანის გაღების საშუალებას მანამდე, სანამ არ გაიღება ონკანი საფეთქ სანთურაზე. ეს თავიდან გვაშორებს სა-ცეცხლისში აირის თავმოყრის შესაძლებლობას (მისი არასწორად დან-თებისას), რაც წარმოადგენს ღუმლებში აირისა და ჰაერის ნარევის აფეთქების უმოავრეს მიზეზს.

აირით მომუშავე ღუმლების საცეცხლისებო, როგორც წესი, განლაგებულ უნდა იქნეს დერეფნების ან არასაცხოვრებელი სათავსე-ბის მხრიდან.

სათბობი ღუმლის აირზე გადაყვანისას გამოყენებული სანთურე-ბის ბლოკი (უსაფრთხოების ატომატიკით) შედგება ორი ატმოსფერუ-ლი საფეთქიანი სანთურისაგან. სანთურების თბურ. დატვირთვა შე-ადგენს 16000 ვტ. სანთურას საქშენის დიამეტრი დამოკიდებულია აი-რის წნევაზე. როდესაც აირის წნევაა 1300 პა (130 კგ/მ²), მაშინ ის 3.3 მმ ტოლია. ხოლო, როცა წნევაა 2000 პა (200 კგ/მ²) — 3 მმ.

სანთურის უსაფრთხოების ატომატიკა შედგება ელექტრომაგნი-ტური სარქელისა და თერმოწყვილისაგან.



ნახ. 11. 12.

სანთურის ამუშავებისათვის საჭიროა დავაწვეთ ელექტრომაგნიტური სარქველის ლილას და ასეთ მდგომარეობაში გვექიროს 40-50 წმ. ვინაიდან ამ დროს აირის მიწოდება ხდება მხოლოდ საფეთქ სანთურაში. აინთება მხოლოდ ის, როდესაც ელექტრომაგნიტური ძალა, რომელსაც წარმოქმნის თერმოწყვილი (გაცხელების შედეგად), საკმარისი იქნება და ელექტრომაგნიტი შეძლებს ლუზის შეკაებას. მაშინ ლილას ხელს ეუშვებთ და სარქველი, რომელიც ოდნავ აიწვევა, დაიკავენ ისეთ მდგომარეობას. რომ აირი მიეწოდება საფეთქ და მთავარ სანთურებს. ამის შედეგად (საფეთქი სანთურის საშუალებით) აინთება მთავარი სანთურები. აღის მოწყვეტის ან ჩაქრობის (წვეის ან აირის მიწოდების შეწყვეტისას) შემთხვევაში საფეთქი სანთურა ქრება, რაც იწვევს (60-80 წმ შემდეგ) თერმოწყვილის გაცივებას. რის შედეგადაც ჩაიკეტება ელექტრომაგნიტური სარქველი და შეწყდება სანთურებში აირის მიწოდება.

§ 11. 15. აირით სათბობი აღვილობრივი ხელსაწყოები

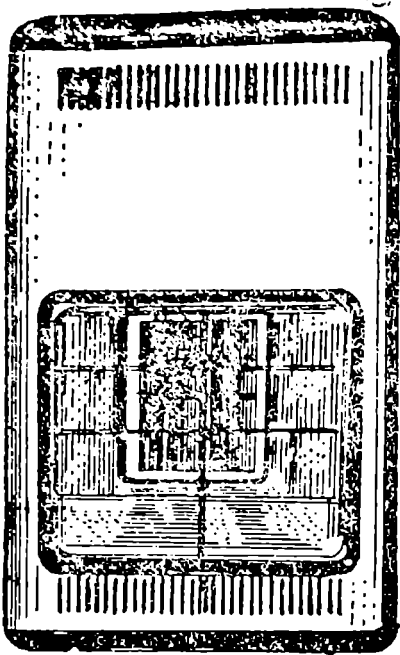
თანამედროვე აირით სათბობი ხელსაწყო წარმოადგენს მცირე თბოტევადობის ლუმებს. აირის დაწვა ხდება საცეცხლისში, ხოლო აირის წვის პროდუქტების ატმოსფეროში გაყვანა კედლებში მოწყობილი საკვამლე არხების საშუალებით, თუმცა ზოგიერთი აირით სათბობი ხელსაწყო კონსტრუქცია ითვალისწინებს წვის პროდუქტების გამოშვებას უშუალოდ გასათბობ სათავსში.

აირის წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა ასევე შეიძლება აღეზულ იქნეს გარედან ან უშუალოდ გასათბობი სათავსიდან. თუ ჰაერი აიღება სათავსიდან, მაშინ სათავსის გათბობასთან ერთად ხდება სათავსის ვენტილაცია. თუმცა ისეთი სათბობი ხელსაწყოების გამოყენების დროს, რომლებიც აირის წვის პროდუქტებს უშვებენ უშუალოდ გასათბობ სათავსში, არ იქნება უზრუნველყოფილი სათავსის ჰაერის სისუფთავე. ამიტომ ასეთ შემთხვევებში საჭიროა გასათბობი სათავსის უზრუნველყოფა სპეციალური ვენტილაციის სისტემით.

აირით სათბობი ხელსაწყოებიდან სათავსში სითბოს გადაცემა შეიძლება იყოს როგორც კონვექციური, ისევე სხივური, ანდა შერეული.

11. 13 ნახაზზე ნაჩვენებია აირით სათბობი ხელსაწყო „სხივი“. იგი სითბოს გადაცემის მიხედვით წარმოადგენს შერეულს (სხივურ-კონვექციურს).

ხელსაწყოს აქვს ინფრაწითელი გამოსხივების სანთურა, რომელიც მუშაობს დაბალი წნევის ბუნებრივ აირზე. სხივური ნაკადი ხელსაწყო-



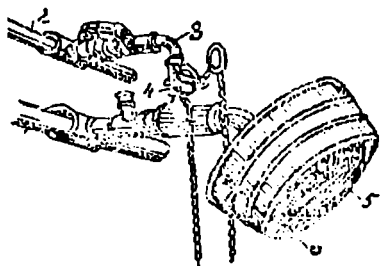
ნახ. 11. 13.

დან სათავსში შედის სტალინიტის მინისგან დამზადებული მუქფილტრის გავლით, რომლის შეღწევალობა დაახლოებით 60%-ია. სხივური ნაკადის უკეთესად არეკვლისათვის ხელსაწყოს გაკეთებული აქვს გაპრიანებული ალუმინის შენადნობის რეფლექტორი. სანთურა აღჭურვილია ელექტრომაგნიტური სარქველისა და თერმოწყვილისაგან შემდგარი უსაფრთხოების ავტომატიკით. ხელსაწყოს თბოუნარიანობა შეადგენს 2600 ვტ.

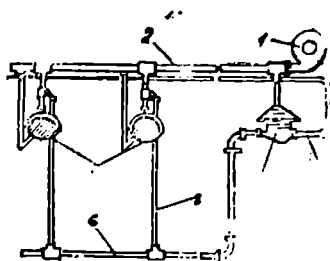
11. 14 ნახაზზე ნაჩვენებია დიაფრაგმიანი სათბობი, რომელიც სითბოს გადაცემის მიხედვით წარმოადგენს სხივურ ხელსაწყოს. ის მუშაობს შემდეგნაირად: ჰაერი, რომელიც იჭირხნება მილით 1, მუხლის 3 საშუალებით შეიწოვს აირს მილიდან 2. მუხლის 3 ქვემოთ

დაყენებულია ვენტილი 4. საჭირო პროპორციის აირისა და ჰაერის მიღებული ნარევი გაივლის ცეცხლგამძლე ფორიბიან ფირფიტას 5, სადაც დიდ ტემპერატურაზე იწვის უალოდ, პატარა საფეთქი სანთურას 6 საშუალებით ხდება გამთბობის ანთება.

11. 15 ნახაზზე ნაჩვენებია ზემოთ განხილული სათბობი ხელსაწყოს დანადგარის გასათბობ სათავსში განლაგება. წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა იჭირხნება ვენტილატორის 1 საშუალებით და მილით 2 მიიყვანება დიაფრაგმიან სათბობებთან 7. აირის წნევის მარეგულირებლის 3 გავლით გადის მილში 4 და სარქველში 5, რომელიც ვენტილატორის გაჩერების შემთხვევაში ავტომატურად შეწყვეტს აირის მიწოდებას. მილის 6 საშუალებით აირი საბოლოოდ მიდის სათბობებთან 7, რომელთა გამორთვაც ხორციელდება ონკანებით 8.

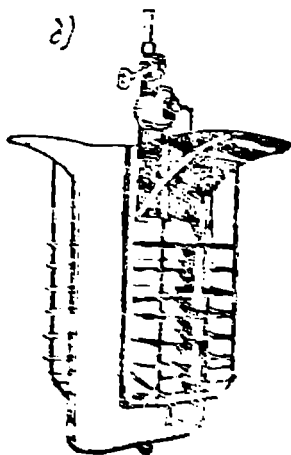
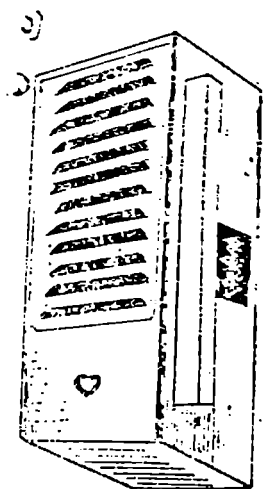


ნახ. 11. 14.

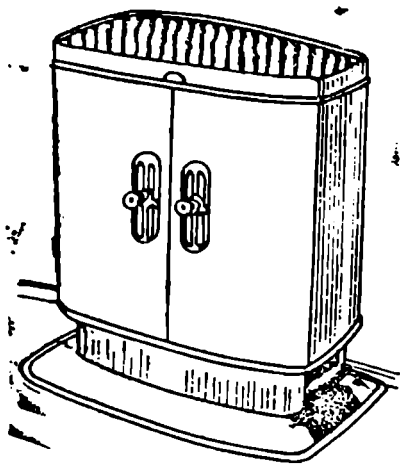


ნახ. 11. 15.

11. 16 ნახაზზე მოცემულია ინგლისური გამოშვების თანამედროვე აირით სათბობი ხელსაწყოების ნიმუშები. 11. 16, ა ნახაზზე ნაჩვენებია ხელსაწყო დაყენება ზღვება ჭერის ქვემოთ. ის განკუთვნილია საკანტორო, სავაჭრო და სამრეწველო დანიშნულების სათავეების გასათბობად. მას აქვს ორმხრივი თბოგაცემა. მის ზედა ნაწილში მოწყობილია რეფლექტორები, რომლებიც თბურ ნაკადს მიმართავენ სათავეს ქვედა ზონისაკენ. ხელსაწყო მზადდება დაწნეხილი ფურცლოვანი ფოლადისაგან. მ-სი გარეთა ზედაპირი იფარება მჭვავაგამძლე მინანქრით. ხელსაწყო სასაიამოვნოა შესახედია. მცირე მასა აქვს და კომპაქტურია. მაგრამ ვ-ნაოდან ხელსაწყოდან ნამწვი პროდუქტი უშუალოდ სათავესში



ნახ. 11. 16.



ნახ. 11. 17.

ყოს ფრონტალურ მხარეზე მოწყობილი საკვამლე მილის საშუალებით გადის ატმოსფეროში და ამიტომ არ ხდება სათავსის ჰაერის გაბინძურება.

11. 17 ნახაზზე მოცემულია ამერიკაში გამოყენებული აირით სათბობი ხელსაწყო ტიპური ნიმუში. ხელსაწყო კომპაქტურია, იდგმება უშუალოდ გარე კედელთან. კედელში სპეციალურად გაკეთებული ნახვრეტიდან ხელსაწყოს მიეწოდება წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა და იმავე ნახვრეტიდან ატმოსფეროში გადის ნამწვი პროდუქტები. გათბობის მიზნებისათვის გამოყენებული ღუმლების აირზე გადაყვანის ანალოგიურად შეიძლება სამეურნეო დანიშნულების (მაგალითად, სამზარეულოს აგურის ღუმლები) ხელსაწყოების აირზე გადაყვანაც. მაგრამ უფრო კომპაქტური და მიზანშეწონილია სამეურნეო მიზნებისათვის სპეციალურად აირის საწვავად განკუთვნილი აირქურების გამოყენება, რომელთა კონსტრუქციებში გათვალისწინებულია აირის (როგორც სათბობის) ყველა სპეციფიკური თავისებურება.

თანამედროვე აირით სათბობი ხელსაწყოების მუშაობის პროცესი თითქმის მთლიანად ავტომატიზებულია. ამიტომ ისინი ხანძრის გაჩენის შესაძლებლობის თვალსაზრისით იმდენად უსაფრთხოდ ითვლება, რომ საზღვარგარეთ მათ ისეთი სათავსების გასათბობადაც კი იყენებენ, როგორცაა მაგალითად, გარაყი.

გამოდის, ამიტომ მისი გამოყენებისას საჭირო ხდება გასათბობ სათავსში ინტენსიური ვენტრაციის მოწყობა.

იმავე 11. 16, ბ ნახაზზე ნაჩვენები ხელსაწყო მაგრდება კედელზე და მისი გამოყენება შეიძლება როგორც გათბობის, ისე ვენტრაციის მიზნებისათვის. იგი აღჭურვილია პატარა ზომის უხმაუროდ მომუშავე ვენტრატორით, რომელიც სათავსის ჰაერს შეიწოვს ხელსაწყოს კორპუსის ძირში განლაგებული გისოსიდან. ხოლო სათავსში ცხელ

ჰაერს დაქარხნავს ხელსაწყო გისოსიდან. ნამწვი პროდუქტი

ზოგ შემთხვევაში, როცა ამა თუ იმ მიზეზით არ ხერხდება მომხმარებლისადმი აირის ცენტრალიზებული ხერხით მიწოდება, მაშინ აირს აწვდიან სპეციალური ბალონით. რომელიც წარმოადგენს ყოველი ცალკეული აირით სათბობი ხელსაწყოს აირით კვების წყაროს.

იმის გამო, რომ შენობათა აირსადენების ქსელის გაანგარიშებისას გათვალისწინებულ უნდა იქნეს აირის ხარჯი არა მარტო გათბობისათვის, არანედ საყოფაცხოვრებო მიზნებისათვისაც. ამიტომ აირსადენების ქსელის გაანგარიშების მეთოდებს აქ არ ვეხებით, იგი განიხილება „აირმომარაგების“ სპეციალურ კურსში.

ვათბობის მიზნებისათვის საჭირო აირის მაქსიმალური ხარჯი 1 საათის განმავლობაში გამოითვლება ფორმულით

$$v = \frac{Q}{\rho^{\circ} \eta} \text{ მ}^3, \quad (11.15)$$

სადაც Q გასათბობი სათავისის მაქსიმალური თბოდანაკარგებია, ვტ-ობით:

Q° — აირის თბოუნარიანობა, ვტ/მ³-ობით;

η — სამთბობი ხელსაწყო მ ქ კოეფიციენტი (ჩვეულებრივ, 0.85).

აირით სათბობი ხელსაწყოების საერთო თბოგაცემა უნდა შეესაბამებოდეს გასათბობი სათავისის თბოდანაკარგებს.

აირის ხარჯის აღრიცხვა წარმოებს აირის სპეციალური მრიცხველით, რომელიც იდგმება სათავისში მთავარი აირსადენის შემყვანზე.

§ 11. 18. გათბობა ელექტროენერგიით

ამჟამად ელექტროენერგია გამოიყენება კულტურულ-საყოფაცხოვრებო და სახალხო მეურნეობის თითქმის ყველა დარგში. ელექტროენერგიიდან ადვილად შეიძლება ამა თუ იმ სახის ენერჯიის მიღება და მათ შორის თბური ენერჯიისაც.

გათბობის მიზნით ელექტროენერჯიის გამოყენება მისი მთელი რიგი უპირატესობის გათვალისწინებით ნამდვილად სახარბიელოა. მაგალითად, ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოები, გარდა იმისა, რომ შეიძლება გაკეთდეს მეტად კომპაქტური, ამავე დროს შეიძლება პორტატულიც იყოს (ერთი ადგილიდან მეორეზე ადვილად გადასატანი). ხელსაწყოების ღვნიტ მკვებავი გაყვანილობის მოწყობა შედარებით იაფია, მას მცირე ადგილი უკავია და მისი მონტაჟი ძალიან ადვილია. სათბობი ხელსაწყოებიდან არ ხდება წვის პროდუქტების გამოყოფა, რის გამოც არ გვჭირდება არხებისა და საყვამლე მილების მოწყობა.

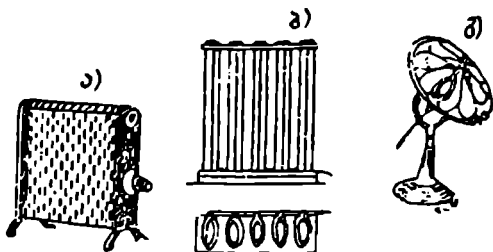
ამიტომ საყოფაცხოვრებო მიზნებისათვის ელექტროენერჯის გამოყენება ყველაზე უფრო მოსახერხებელია.

აქვე უნდა შევნიშნოთ, რომ ელექტროენერჯით გათბობას აქვს უარყოფითი მხარეებიც, რომელთაგან აღსანიშნავია: მავთულის ხეიბის მაღალი (100°-ზე მეტი) ტემპერატურა (რაც ელექტრონით გათბობას სანიტარიულ-ჰიგიენური თვალსაზრისით აყენებს უკანასკნელ ადგილზე), ხანძრის გაჩენის საშიშროება და ელექტროენერჯის დიდი ღირებულება. ამიტომ გათბობის მიზნებისათვის ელექტროენერჯის გამოყენება მიზანშეწონილია მხოლოდ იქ, სადაც მისი შეცვლა არ შეიძლება სხვა უფრო იაფი სახის ენერჯით. ბევრ შემთხვევაში ელექტრონით გათბობა მართლაც წარმოადგენს გათბობის ერთადერთ რაციონალურ საშუალებას. მაგალითად, მოძრავი შემადგენლობის მოხერხებულად გათბობა (ვაგონების, ავტობუსების, ტროლეიბუსების და ა. შ.) შეიძლება მხოლოდ ელექტროენერჯით.

ელექტრონის სათბობი ხელსაწყოების მუშაობის პრინციპი დაფუძნებულია ჯოულის კანონზე, რომლის თანახმადაც ელექტროდენმა გამტარში გავლისას უნდა გადალახოს მისი წინაღობა, რის შედეგადაც გამტარში გამავალი ენერჯის ნაწილი გადადის სითბურში, ხოლო დენის ძაბვა ამ დროს ეცემა. გამტარად, ჩვეულებრივ, გამოიყენება დიდი წინაღობის მქონე შენადნობისაგან დამზადებული მავთული ან ლენტი. ვინაიდან გამტარის ტემპერატურა, როგორც წესი, საკმაოდ მაღალია, ამიტომ მისთვის გამოყენებული შენადნობი უნდა იყოს მედეგი და დიდი ხნით გაცხელება არ უნდა იწვევდეს მის გადაწვას. ამ მოთხოვნებს საკმაოდ კარგად პასუხობს ისეთი სპეციალური შენადნობები, როგორცაა ნიქრომი, კონსტანტანი, ნიკელინი და სხვ.

ამჟამად გამოიყენება მხოლოდ რეოსტატული ტიპის ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოები, რადგანაც ინდუქციური სამთბობ ხელსაწყოებს აქვთ დიდი გაბარიტული ზომები, დიდი მასა და მუშაობისას გამოსცემენ ბზუილისმაგვარ ხმას.

ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების გაფორმება შეიძლება მრავალნაირი იყოს. ერთ-ერთი ყველაზე მეტად გავრცელებული ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოა საერთო ხედი მოცემულია 11. 18, ა ნახაზზე. ის შედგება ბადისმაგვარი (დამცველი) კორპუსისაგან, რომლის შიგნითაც განლაგებულია (დაჭიმულია) მავთულის სპირალები. კორპუსის ერთ გვერდზე დაყენებულია გადამრთველი, რომლითაც ხდება სპირალების სხვადასხვა რაოდენობის ჩართვა. ეს კი ხელსაწყოს თბოგადაცემის რეგულირების საშუალებას იძლევა. გადამრთველის ქვემოთ მოთავსებულია სადენების მისაერთებელი კოლოფი.



ნახ. 11. 18.

11. 18, ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ე. წ. ელექტროფორული სათბობი ხელსაწყო, რომელიც გარეგნულად წააგავს რადიატორის ცალკეული ელემენტებისაგან აწყობილ ბატარეას. ამ ხელსაწყოს ცალკეული ელემენტი შედგება თხელკედლიანი ელიფსური მილისაგან, რომელსაც ორმაგი კედლები აქვს. მილს ორივე ბოლო ღია აქვს, რაც უზრუნველყოფს ჰაერის ცირკულაციას როგორც მილის გარეთა ზედაპირთან, ისე მის შიგნით.

ორმაგ კედლებს შორის მოწყობილია საიზოლაციო მასალა, რომლის შიგნით განლაგებულია გასახურებელი გამტარი. გამტარს გაცეცხობის შესაძლებლობის შესამცირებლად სივრცე ორმაგ კედლებს შორის შეესხებულია გაიშვიათებული აზოტით. იგი ითვლება მეტად ჰიგიენურ ხელსაწყოდ. რადგანაც ხურების დიდი ზედაპირი და შედარებით დაბალი ტემპერატურა აქვს. გარდა ამისა, მტერისაგან მისი გაწმენდა ადვილია.

ზემოაღწერილი ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოები სითბოს უმთავრესად გასცემენ კონვექციით.

11. 18, გ ნახაზზე მოცემულია ელექტრონით სათბობი ხელსაწყო, რომელიც სითბოს უმთავრესად გასცემს გამოსხივებით. ის მზადდება კერამიკისაგან, რომელსაც კონუსური ფორმა აქვს ღარებით, რომლებშიც განლაგებულია გამახურებელი სპირალები. კერამიკული კონუსი მოთავსებულია ლითონის ასარეკლ გარსაცმში, რომელსაც გაცხელებულ სპირალთან შემთხვევით შეხების შესაძლებლობის თავიდან ასაცილებლად გაკეთებული აქვს მკველი ბადე.

ყველა ზემოთ ჩამოთვლილი სათბობი ხელსაწყო მიეკუთვნება არასითბოტევად ხელსაწყოებს, რადგანაც მათ მცირე მასა აქვთ.

იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭიროა სითბოტევადი სათბობი ხელსაწყო, იყენებენ ელექტრონის ჩვეულებრივ ღუმლებს, რომელთა შიგ-

ნოდ ეწყობა ცეცხლგამძლე მასალისაგან დამზადებული მასივი. მასივი ვანლაგებულია მავთულის ან ლენტისაგან დამზადებული გამაცხელებელი სპირალები.

§ 11. 17. ელექტრონით სათაოი ხალსაწყობის გაანგარიშება

გამტარის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა (მასში ელექტროენერჯის სითბურ ენერჯიად გადასვლისას) მისი სიმძლავრის ტოლია; ვინაიდან ვატი წარმოადგენს დენის ძალის I (ამპერებში) და ძაბვის U (ვოლტებში) ნამრავლს, ამიტომ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა შეადგენს

$$Q = IU \text{ ვტ.} \quad (11.16)$$

საქირო სითბოს რაოდენობის (Q ვტ) მისაღებად (წინასწარ დასახულო ძაბვისას) საქირო დენის ძალა ადვილად შეიძლება იქნეს გამოთვლილი ტოლობიდან

$$I = \frac{Q}{U}. \quad (11.17)$$

გამტარში, რომლის წინალობაა R , გამავალი დენის ძალას (I) და გამტარის ბოლოებზე არსებულ ძაბვას (U) შორის, როგორც ცნობილია, არსებობს შემდეგი დამოკიდებულება

$$I = \frac{U}{R}. \quad (11.18)$$

სათბობ ხელსაწყობებს, რომლებიც დაფუძნებულია გამტარების წინალობის სითბოდ გადასვლის გამოყენებაზე, ეწოდება რეოსტატული ხელსაწყობები.

ასეთი ხელსაწყობის თბოგაცემის რეგულირება არ შეიძლება ხელსაწყობში შეყვანილი დენის რაოდენობის შემცირების ხარჯზე რაიმე, ხელოვნურად შექმნილი წინალობის საშუალებით. ისე როგორც, მავალითად. ამას ადგილი აქვს წყლის ან ორთქლის სათბობის სისტემების სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემის სპეციალური ონკანებით რეგულირებისას.

ასეთი ხელოვნურად შექმნილი წინალობა თვითონ ვახდება სითბოს გამოყოფის წყარო, რადგანაც მისთვისაც, ისე როგორც სათბობი ხელსაწყოსათვის. ძალაში რჩება ჯოულის კანონი. ამიტომ ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირება შეიძლება მხოლოდ ხელსაწყოს ჩართვის სქემის შეცვლით.

მუდმივი ერთფაზიანი დენის გამოყენებისას ძაბვის U აბსოლუ-

ტური სიდიდე უცვლელი რჩება, ხოლო ცვლადი დენის გამოყენებისას კი როგორც სახურებელი სპირალის ბოლოებზე არსებული ძაბვა, ისე დენის ძალა შეიძლება ცვალებადი იყოს იმის მიხედვით, თუ როგორი სქემით იქნება ეს სახურებელი სპირალი ჩართული სამფაზოვან ქსელში.

თუ სამი სადენიდან (სამფაზოვან ქსელში) ნებისმიერად აღებულ ორ სადენს შორის არსებულ ძაბვას აღენიშნავთ U' , მაშინ ძაბვა სპირალების ბოლოებს შორის ტოლი იქნება.

ორ ნებისმიერ სადენს (ფაზებს) შორის წინალობის ჩართვისას, ანუ „სამკუთხედი“ სქემით

$$U = U'.$$

ხოლო, როცა წინალობა ჩართულია მხოლოდ ერთ სადენსა და მ-წეს შორის, ანუ „ვარსკვლავისებრი“ სქემით

$$U = \frac{U'}{\sqrt{3}}.$$

თუ ვისარგებლებთ ზემოთ მოცემული დამოკიდებულებებით, შეგვიძლია ჩვენება, თუ როგორ იცვლება სპირალის თბოგაცემა მისი სხვადასხვა ხერხით ჩართვის შემთხვევაში.

დავეშვათ, რომ ქსელში ჩართულია სამი სპირალი, თითოეული K ომ წინალობით, ძაბვა ყოველ (ნებისმიერ) ორ სადენს შორის ტოლია U , მაშინ დახარჯული დენის ძალა შემთხვევისათვის, როდესაც ჩართვა ხდება 1-ელი, მე-2 და მე-4 სქემით (იხ. ნახ. 11. 19, ა), შეადგენს:

$$I = 3 \frac{U^1}{R}; \quad Q = 3 \frac{U^2}{R};$$

შემთხვევისათვის, როცა ჩართვა ხდება მე-3 და მე-5 სქემით:

$$I = 3 \frac{U'}{\sqrt{3} R}; \quad Q = 3 \frac{U'^2}{(\sqrt{3})^2 R},$$

აირიგად, სათბობი ხელსაწყოს „ვარსკვლავისებრი“ სქემიდან „სამკუთხედ“ სქემაზე გადართვით სპეცერ რჩდება მისი თბოგაცემა. ეს თვისება შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირებისათვის, რისთვისაც საჭიროა 11.19, ბ ნახაზზე ნაჩვენები სქემის გადამრთველის სათბობ ხელსაწყოზე დაყენება. ამ გადამრთველში 1—1—1 კონტაქტების საშუალებით ხდება „ვარსკვლავისებრი“ სქემით ჩართვა, ხოლო 2—2—2 კონტაქტების საშუალებით კი — „სამკუთხედი“ სქემით.

ყველა დანაბრებულ შემთხვევაში ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოთა თბოგაცემის რეგულირება ხდება ყველა სპირალის რამდენიმე ჯგუფად დაყოფის გზით. სპეციალური გადამრთველის დახმარებით ამცირებენ ან ზრდიან ჩართული სპირალების რიცხვს.

ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების გაანგარიშების პრინციპი შემდეგში მდგომარეობს: თუ ცნობილია ძაბვა სახურებელი გამტარების ბოლოებს შორის, მაშინ სითბოს ის რაოდენობა (Q ვტ), რომელიც უნდა გამოყოს ყოველმა აღებულმა გამტარმა (სპირალმა, ლენტმა და სხვ.), შეიძლება გამოთვლილ იქნეს ფორმულით

$$Q = \frac{\pi d l}{1000} \alpha (\tau_{\text{გააგ}} - t_{\text{ა}}), \quad (11.19)$$

სადაც d არის გამტარის (მავთულის) დიამეტრი, მმ-ით;

l — გამტარის სიგრძე, მ-ით;

α — თბოგაცემის კოეფიციენტი ვტ/მ² გრად-ით, რომელიც დამოკიდებულია ბუნებრივ კონვექციაზე, გამტარის დიამეტრსა და მის ტემპერატურაზე, ლ. ეგინსონის მონაცემებით, ვერტიკალურ სწორხაზოვნად დაჭიმული მავთულეებისათვის, რომელთა დიამეტრია $d = 0,5 : 2$ მმ-მდე და $\tau_{\text{გააგ}} = 100^{\circ}$ -ის $\alpha = 30 \div 45$, ამასთან, მცირე დიამეტრებს შეესაბამება დიდი მნიშვნელობები;

$\tau_{\text{გააგ}}$ — გამტარის ზედაპირის ტემპერატურა, რომელიც მიიღება თვითონ გამტარის ტემპერატურის ტოლი; ის შეიძლება ავიღოთ 500°C -მდე, სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნებიდან გამომდინარე, $\tau_{\text{გააგ}}$ ტემპერატურა სასურველია არ აღემატებოდეს 100°C -ს;

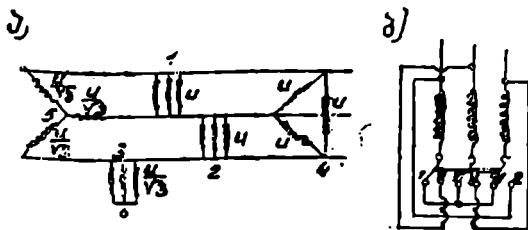
$t_{\text{ა}}$ — ჰაერის ტემპერატურა, გრად-ით.

11. 17 და 11. 18 განტოლებების თანახმად,

$$Q = IU = \frac{U^2}{R}. \quad (11.20)$$

გამტარის წინაღობა $R_{\text{გა}}$ შეიძლება გამოვსახოთ გამტარის მასალის კუთრი ρ წინაღობით, გამტარის l სიგრძით და განვიკვეთის ფართობით

$$R = \frac{\rho l}{f} = \frac{\rho l^4}{\pi d^4} \text{ ომი.} \quad (11.21)$$



ნახ. 11. 19.

თუ ამ გამოსახულებას ჩავსვამთ 11. 19 განტოლებაში, მივიღებთ

$$Q = \frac{1000^2 Q^2}{4c\pi l^2 (\tau_{გაგბ} - t_2)} \quad \text{ვბ} \quad (11.22)$$

თუ 11. 19 განტოლებას ამოვსნით α -ის მიმართ და ნაპოვნ გამო-
სახულებას ჩავსვამთ 11. 22 განტოლებაში, მივიღებთ

$$Q = \frac{U^2 \pi 1000^2 Q^2}{4c\pi l^2 \alpha^2 (\tau_{გაგბ} - t_2)} \quad \text{ვბ} \cdot \quad (11.23)$$

თუ ჩავატარებთ რიცხობრივ გაანგარიშებას და (11. 19) განტო-
ლებას ამოვსნით l -ის მიმართ, გვექნება

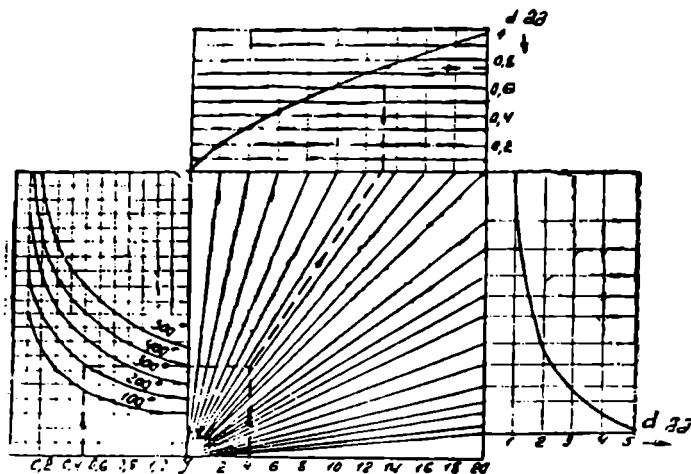
$$l = 41 \sqrt[3]{\frac{U^2 Q}{c d^2 (\tau_{გაგბ} - t_2)}} \quad \text{მ.} \quad (11.24)$$

ამ გამოსახულების გამოყენებისას უნდა გვახსოვდეს, რომ გამტარ-
ის კუთრი ϵ წინაღობა გამტარის ტემპერატურის მიხედვით იცე-
ლება.

თუ ვიცით გამტარის ტემპერატურა და მისი კუთრი წინაღობა
 $+20^\circ$ -ის დროს (რომლებიც ჩვეულებრივ, მოცემულია ფიზიკური
კონსტანტების ცხრილებში), შეიძლება ϵ -ის მნიშვნელობის განსაზღვ-
რა ფორმულით

$$\epsilon = \epsilon_{20} [1 + \alpha_{20} (\tau_{გაგბ} - 20)] \quad \text{ომი შმ/მ,} \quad (11.25)$$

სადაც α_{20} გამტარის მასალის (შენადნობის) ელექტროწინაღობის
ტემპერატურული კოეფიციენტი, რომელიც ასევე ფიზი-
კური კონსტანტების ცხრილიდან აიღება.



ნახ. 11. 17.

ქვემოთ მოგვყავს ϵ_{20} და α_{20} მნიშვნელობები იმ შენადნობებისათვის, რომლებიც ხშირად გვხვდება პრაქტიკაში:

ნიქრომი	$\epsilon_{20} = 1,1$;	$\alpha_{20} = 0,00075$;
კონსტანტანი	$\epsilon_{20} = 0,48$;	$\alpha_{20} = 0,00004$;
ნიკელინი	$\epsilon_{20} = 0,41$;	$\alpha_{20} = 0,000067$.

გამახურებელი სპირალის გაანგარიშებას. ჩვეულებრივ, ატარებენ შემდეგი თანამოდევრობით: ჯერ დასახვევ გამტარის დასაშვებ ტემპერატურას და მის α დიამეტრს. ამ დასახული სიდიდეებიდან გამომდინარე პოულობენ ϵ -ს და α -ის მნიშვნელობებს, რომლებსაც ჩასვამენ (11.24) განტოლებაში და განსაზღვრავენ გამტარის i სიგრძეს.

მიღებულ მნიშვნელობას (კონტროლის მიზნით) ჩასვამენ (11.19) განტოლებაში და განსაზღვრავენ d -ს მნიშვნელობას. გაანგარიშება მეორდება მანამდე, სანამ ასეთი გზით ნაპოვნი d -ს მნიშვნელობა არ დაემთხვევა გამტარის იმ მნიშვნელობას, რომელიც ადრე იყოს დასახული.

მაგალითი 11. 1. ელექტრონით სათბობმა ხელსაწყომ უნდა გამოეყოს სითბო $Q = 880$ ვტ; ძაბვა ტოლია $U = 220$ ვოლტის; გამტარად გამოყენებულია მათეული კონსტანტანი, რომლისთვისაც $\epsilon_{20} = 0,48$; $\alpha_{20} = 0,00004$; გამტარის საჭირო ტემპერატურა უნდა იქნეს $\tau_{გამტ} = 200^\circ$, მაშინ (11.25) ფორმულით მივიღებთ

$$\epsilon = 0,48 [1 + 0,00004(200 - 20)] = 0,483 \text{ ომი მმ}^2/\text{მ}.$$

11.17) ფორმულით ვსაზღვრავთ დენის ძალას

$$I = \frac{F80}{220} = 4 \text{ ამპერს.}$$

მიღებული ϵ და l მნიშვნელობებით (11. 20) გრაფიკზე ვპოულობთ (ისე, როგორც ნაჩვენებია წყვეტილი ხაზით) გამტარის დიამეტრს $d = 0,72$ მმ.

11. 20 ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკი და ზემოთ მოცემული საანგარიშო ფორმულები გამოსადეგია სწორხაზოვნად დაჭიმული მავთულის შემთხვევისათვის. სპირალურად დახვეული მავთული სწორხაზოვნად დაჭიმულ მავთულთან შედარებით რამდენადმე მეტად ცხელდება (ხვეულების ურთიერთზე გასქივების და ინდუქციის წარმოშობის გამო). ამიტომ იმ შემთხვევებში, როდესაც სათბობ ხელსაწყოში იყენებენ სპირალურად დახვეულ მავთულს და როცა დიამეტრის განსაზღვრას აწარმოებენ გრაფიკის საშუალებით, საანგარიშო ტემპერატურას დაახლოებით 20%-ით ამცირებენ.

დანართი 1

სამშენებლო მასალების თბოტექნიკური მახასიათებლები

მასალის დასახელება	სიმკვრივე, კგ/მ ³	კოეფიციენტები				ორთქლმწველობის μ კმ/მ. ს. ა.
		აბორგანტარობის λ ვტ/მ ² °C		თბოშეთვისების (24-საათიანი პერიოდისათვის) S ვტ/მ ² °C		
		ექსპლუატაციის პირობები				
		A	B	A	B	
1	2	3	4	5	6	7
I. ბეტონები და ხსნარები ბეტონები ბუნებრივ მკვრივ შემთხვევებზე						
1. რკინაბეტონი	2500	1,92	2,04	17,98	16,95	0,03
2. ბეტონი ბუნებრივი ქვის ლორღზე ან ხრეშზე	2400	1,74	1,86	16,77	17,88	0,03

	1	2	3	4	5	6	7
ბეტონები ბენებრივ ფოროვან შეწყვეტზე							
3. ტუნდობეტონი	1800	0,87	0,99	11,38	12,79	0,09	
5.	1606	0,7	0,7	9,2	10,91	0,11	
4.	1400	0,52	0,58	7,76	8,63	0,11	
6.	1200	0,41	0,47	6,38	7,2	0,12	
7. პენზაბეტონი	1600	0,65	0,63	8,54	9,30	0,075	
8.	1400	0,41	0,54	7,1	7,76	0,083	
9.	1200	0,4	0,43	5,94	6,41	0,098	
10.	1000	0,3	0,34	4,69	5,2	0,11	
11.	800	0,22	0,26	3,6	4,07	0,12	
12. ბეტონი ვულკანურ წილაზე	1600	0,64	0,7	9,2	10,14	0,075	
13.	1400	0,52	0,58	7,76	8,63	0,083	
14.	1200	0,41	0,47	6,38	7,2	0,09	
15.	1000	0,29	0,35	4,9	5,67	0,098	
16.	800	0,23	0,29	3,9	4,61	0,11	
ბეტონები ხელოვნურ ფოროვან შეწყვეტებზე							
17. კერამიტიბეტონი კერამიტის ქვიშაზე და კერამიტიქაფებეტონი	1800	0,8	0,92	10,5	12,33	0,09	
18.	1600	0,67	0,79	9,06	10,77	0,09	
19.	1400	0,56	0,65	7,75	9,14	0,098	
20.	1200	0,44	0,52	6,36	7,57	0,11	
21.	1000	0,33	0,41	5,03	6,13	0,14	
22.	800	0,24	0,31	3,53	4,77	0,19	
23.	600	0,2	0,26	3,03	3,78	0,26	
24.	400	0,17	0,28	2,55	3,25	0,3	
25. კერამიტიბეტონი კვარცის ქვიშაზე გაფორონებით	1200	0,52	0,58	6,77	7,72	0,075	
26.	100	0,41	0,47	5,49	6,25	0,075	
27.	800	0,29	0,35	4,13	4,9	0,075	
28. კერამიტიბეტონი პერლიტის ქვიშაზე	1000	0,35	0,41	5,57	6,43	0,15	
29.	800	0,29	0,35	4,54	5,32	0,17	
30. შენგიტიბეტონი	1400	0,56	0,64	7,59	8,6	0,098	
31.	1200	0,44	0,5	6,23	7,04	0,11	
32.	1000	0,33	0,38	4,92	5,6	0,14	
33. პერლიტიბეტონი	1200	0,44	0,5	6,96	8,01	0,15	
34.	1000	0,33	0,38	5,5	6,38	0,19	
35.	800	0,27	0,33	4,45	5,32	0,26	
36.	600	0,19	0,23	3,24	3,94	0,3	

1	2	3	4	5	6	7
37. წილაქმზაბეტონი (თერმოზიტო-ბეტონი)	1800	0.63	0,76	9,32	10,83	0,075
38. "	1600	0.52	0.63	7,98	9,29	0,09
39. "	1400	0.44	0,52	6,87	7,9	0,093
40. "	1200	0.37	0,44	5,53	6,73	0,11
41. "	1000	0,31	0,37	4,67	5,63	0,11
42. წილაქმზაბეტონი წილაქმზააირ-ბეტონი	1600	0.63	0,7	9,21	10,31	0,09
43. "	1400	0.52	0,58	7,9	8,75	0,098
44. "	1200	0.41	0,47	6,49	7,31	0,11
45. "	1000	0.35	0,41	5,43	6,24	0,11
46. "	800	0,29	0,35	4,46	5,15	0,13
47. ბეტონი ბრძმელის გრანულირებული წილაზე	1800	0,7	0,81	9,32	11,18	0,083
48. "	1600	0,58	0,64	8,53	9,37	0,09
49. "	1400	0,52	0,58	7,46	8,34	0,098
50. "	1200	0,47	0,52	6,57	7,31	0,11
51. ავლოპორიტბეტონი და ბეტონები სათბობის (საქეაბის) წილაზე	1800	0,85	0,93	10,82	11,93	0,075
52. "	1600	0,72	0,78	9,39	10,34	0,083
53. "	1400	0,5	0,65	7,92	8,83	0,09
54. "	1200	0,48	0,54	6,61	7,45	0,11
55. "	1000	0,38	0,44	5,39	6,14	0,14
56. ბეტონი ნაცრის ხრეშზე	1400	0,52	0,58	7,46	8,34	0,09
57. "	1200	0,41	0,47	6,14	6,95	0,11
58. "	1000	0,3	0,35	4,79	5,43	0,12
59. ეერშიკულიტბეტონი	800	0,23	0,26	3,97	4,58	—
60. "	600	0,16	0,17	2,87	3,21	0,15
61. "	400	0,11	0,13	1,94	2,29	0,19
62. "	300	0,09	0,11	1,52	1,83	0,23
უჯრედოვანი ბეტონები						
63. აირ-და ქაფბეტონი აირ-და ქაფსილიკატო	1000	0,41	0,47	6,13	7,09	0,11
64. "	800	0,33	0,37	4,92	5,63	0,14
65. "	600	0,22	0,26	3,56	3,91	0,17
66. "	400	0,14	0,15	2,19	2,42	0,23
67. "	300	0,1	0,13	1,68	1,95	0,26
68. აირ-და ქაფნაცარბეტონი	1200	0,52	0,58	8,17	9,46	0,075
69. "	1000	0,44	0,5	6,86	8,01	0,093
70. "	800	0,35	0,41	5,48	6,49	0,12
ცემენტის, კირის და თაბაშირის ხსნარები:						
71. ცემენტ-ქვიშის	1800	0,76	0,93	9,6	11,09	0,09

დანართი 1 (გაგრძელება)

1	2	3	4	5	6	7
72. რთული (ქვიშა, კიბი, ცემენტი)	1700	0.7	0.87	8.96	10.42	0.098
73. კირ-ქვიშის	1600	0.7	0.81	8.69	9.76	0.12
74. ცემენტ-წილის	1400	0.52	0.64	7.00	8.11	0.11
75. "	1200	0.47	0.58	6.16	7.15	0.14
76. ცემენტ-პერლიტის	1000	0.26	0.3	4.64	5.42	0.15
77. "	800	0.21	0.26	3.73	4.51	0.16
78. თაბაშირ-პერლიტის	600	0.19	0.23	3.24	3.81	0.17
79. ფორირებული თაბაშირპერლიტის	500	0.15	0.19	2.44	2.95	0.43
80. "	400	0.14	0.15	2.01	2.35	0.53
81. თაბაშირის ფილები	1200	0.41	0.47	6.01	6.7	0.098
82. "	1000	0.29	0.35	4.62	5.28	0.11
83. თაბაშირის ასაკურელი ფილები (მშრალი შელესვა)	800	0.19	0.21	3.34	3.65	0.075
II. აგურის წყობა და ბუნებრივი ქვებით მოპირკეთება						
ა) აგურის წყობა შთლიანი აგურისაგან						
84. თიხის ჩვეულებრივი (ГОСТ 530-71), ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1800	0.7	0.81	9.20	10.12	0.11
85. იგრეე ცემენტ-წილის ხსნარზე	1700	0.64	0.76	8.64	9.7	0.12
86. იგრეე ცემენტ-პერლიტის ხსნარზე	1600	0.58	0.7	8.08	9.23	0.15
87. სილიკატური (ГОСТ 379-79) ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1800	0.76	0.87	9.77	10.9	0.11
88. ლატომიტის, (ГОСТ 648-73) ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1200	0.47	0.52	6.26	6.49	0.19
89. "	1000	0.41	0.47	5.35	5.96	0.23
90. წილის ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1500	0.54	0.7	8.12	8.76	0.11
ბ) აგურის წყობა ღრუტანაანი სილიკატური და კერამიკის აგურისაგან						
91. კერამიკული ღრუტანაანი სიმკვრივეთ 1400 კგ/მ ³	1600	0.58	0.64	7.91	8.44	0.14
92. სიმკვრივეთ 1300 კგ/მ ³	1400	0.52	0.58	7.01	7.56	0.16
93. სიმკვრივეთ 1000 კგ/მ ³	1200	0.47	0.52	6.16	6.62	0.17
94. სილიკატური თერთმეტნახერტინი ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1500	0.7	0.81	8.59	9.63	0.13
95. სილიკატური თოთხმეტნახერტინი ცემენტ-ქვიშის ხსნარზე	1400	0.64	0.76	7.93	9.01	0.14
ვ) მოპირკეთება ბუნებრივი ქვით						
96. გრანიტი, გნეისი და ბაზალტი	2800	3.49	3.49	25.04	25.04	0.008

დანართი 1 (გაგრძელება)

1	2	3	4	5	6	7
97. მარმარილო	2600	2 91	2 91	22,86	22,66	0,008
98. კირქვა	2000	1,16	1,28	12,77	13,70	0 06
99. "	1800	0,93	1,05	10,85	11,77	0,075
100.	1600	0,73	0,81	9 06	9,75	0 09
101. "	1400	0 56	0,58	7,42	7,72	0 11
102. ტუფი	2000	0 93	1,05	11,68	12 92	0,075
102. "	1800	0 7	0 81	9 61	10 76	0,083
104. "	1600	0 52	0,64	7,81	9 02	0 09
105. "	1400	0 43	0 52	6 64	7,6	0,098
106. "	1200	0 35	0,41	5 55	6,25	0 11
107. "	1000	0 24	0 29	4,2	4,8	0,11
III. ხე, მისი და სხვა ბუნებრივი ორგანული მასალების ნაწარმი						
108. ფიჭვი და ნაძვი ბოქვების სიგანეზე	500	0,14	0,18	3 87	4 54	0 06
109. ფიჭვი და ნაძვი ბოქვების გასწვრივ	500	0,29	0 35	5,56	6,33	0 32
110. მუხა ბოქვების სიგანეზე	700	0 18	0,23	5 00	5 86	0,05
111. მუხა ბოქვების გასწვრივ	700	0 35	0 41	6,9	7,83	0 3
112. ფანერა დაწებებული	600	0 15	0 18	4,22	4,73	0 02
113. მუყაო მოსაპირკეთებელი	1000	0 21	0 23	6,2	6,75	0 06
114. მუყაო სამშენებლო მრავალჭრიანი	650	0 15	0 18	4,26	4,89	0 083
115. ხის ბოქვები და ხის ბურბუშების ფილები.	1000	0 23	0 29	6,75	7,7	0 12
116. "	800	0 19	0 23	5 49	6,13	0,12
117. "	600	0 13	0 16	3 93	4,43	0 13
118. "	400	0 11	0 13	2 95	3,26	0 19
119. "	200	0 07	0 08	1,67	1,81	0 24
120. ფიბროლიტის ფილები და არბოლიტები პორტლანდცემენტზე	800	0 24	0 3	6,17	7 16	0 11
121. "	600	0 18	0 23	4,63	5 43	0 11
122. "	400	0 13	0 16	3,21	3 70	0 26
123. "	300	0 11	0 14	2 56	2 99	0 3
124. ლერწმის ფილები	300	0 09	0 14	2 31	2 99	0 45
125. "	200	0 07	0 09	1,67	1 96	0 49
126. ტორფის თბოსაზოლაციო ფილები	300	0 07	0 08	2 12	2 34	0 19
127. "	200	0 06	0 064	1 6	1 71	0 46
128. ძენძი	150	0 06	0 07	1,3	1,47	0 49

1	2	3	4	5	6	7
IV. თბოთაზოლოციო მასალები						
ა) მინერალური ბამბის და მინა-ბოქოვანი						
129. მინერალური ბამბის საგები სინ-თეზურ შემაერთებზე	125	0,064	0,07	0,73	0,82	0,3
130. "	75	0,06	0,064	0,55	0,61	0,49
131. "	50	0,052	0,06	0,42	0,45	0,53
132. მინერალური ბამბის რბილი, ნა-ხევრად ხისტი და ხისტი ფილები სინთეზურ და ბიტუმივან შემაერ-თებელზე	350	0,09	0,11	1,6	1,72	0,38
133. "	300	0,087	0,09	1,32	1,44	0,41
134. "	200	0,076	0,08	1,01	1,11	0,49
135. "	100	0,06	0,07	0,61	0,73	0,56
136. "	50	0,052	0,06	0,42	0,48	0,6
137. მინერალური ბამბის ფილები გაზ-რდილი სიხისტი ორგანოფოსფა-ტურ შემაერთებელზე	200	0,07	0,076	0,94	1,01	0,45
138. მინერალური ბამბის ნახევრად ხის-ტი ფილები სასამებლიან შემაერ-თებელზე	200	0,076	0,08	1,01	1,11	0,38
139. "	125	0,06	0,064	0,7	0,78	0,38
140. მინის შტაპელის ბოქოს ფილები სინთეზურ შემაერთებელზე	50	0,06	0,064	0,44	0,5	0,6
141. მინის ბოქოს საგები და ზოლები	150	0,064	0,07	0,8	0,9	0,53
პოლიმერული						
142. ქაფპოლისტიროლი	150	0,052	0,06	0,89	0,99	0,05
143. "	100	0,041	0,052	0,65	0,82	0,05
144. "	40	0,041	0,05	0,41	0,49	0,05
145. ქაფპლასტიკატი	125	0,06	0,064	0,86	0,99	0,23
146. "	100 და ნაკლებ	0,05	0,052	0,68	0,8	9,23
147. ქაფპოლიურეთანი	80	0,05	0,05	0,67	0,7	0,05
148. "	60	0,041	0,041	0,53	0,55	0,05
149. "	40	0,04	0,04	0,4	0,42	0,05
150. რეზოლურ ფენოლფორმალდეჰი-დის ქაფსილიკატის ფილები	100	0,012	0,076	0,85	1,18	0,15
151. "	75	0,05	0,07	0,72	0,98	0,23
152. "	50	0,05	0,064	0,59	0,77	0,23
153. "	40	0,041	0,06	0,45	0,66	0,23

დანართი 1 (გაგრძელება)

1	2	3	4	5	6	7
154. პერლიტოპლასტბეტონი	200	0,052	0,06	0,93	1,01	0,008
155.	100	0,041	0,05	0,58	0,66	0,008
156. პერლიტოფოსფოველური ნაწარმი	300	0,08	0,12	1,43	2,02	0,2
157. " ბ). ჩანაყრები	200	0,17	0,09	1,1	1,43	0,23
158. კერამიზიტის ხრეში	800	0,21	0,23	3,36	3,6	0,21
159.	600	0,17	0,2	2,62	2,91	0,23
160. "	400	0,13	0,14	1,87	1,99	0,24
161. "	300	0,12	0,13	1,56	1,66	0,25
162. "	200	0,11	0,12	1,22	1,3	0,26
163. შუნგიზიტის ხრეში	800	0,2	0,23	3,48	3,63	0,21
164.	600	0,16	0,2	2,54	2,97	0,22
165.	400	0,13	0,14	1,87	2,03	0,23
166. ბრძმელის წილის, წილოვანი პემზის და აგლოპორიტის სრეში	800	0,21	0,26	3,36	3,83	0,21
167.	600	0,18	0,21	2,7	2,98	0,23
168. "	400	0,14	0,16	1,94	2,12	0,24
169. ამობურცული პერლიტის ღორღი და ქვიშა	600	0,111	0,12	2,07	2,2	0,26
170.	400	0,087	0,09	1,5	1,56	0,3
171. "	200	0,076	0,08	0,99	1,04	0,34
172. ამობურცული ვერმიკულიტი	200	0,09	0,11	1,08	1,24	0,23
173.	100	0,076	0,08	0,7	0,75	0,3
174. ქვიშა სამშენებლო სამუშაოებისათვის ქაფმინა და აირმინა	1600	0,47	0,58	6,95	7,91	0,17
175. ქაფმინა ან აირმინა	400	0,12	0,14	1,76	1,94	0,02
176.	300	0,11	0,12	1,46	1,56	0,02
177.	200	0,08	0,09	1,01	1,1	0,03
V. სახურავის, პილროსაიზოლაციო, მოსაპირკეთებელი მასალები და იატაკის რულონური საფარები						
ა) აზბესტცემენტის						
178. აზბესტცემენტის ბრტყელი ფურცლები	1800	0,47	0,52	7,55	8,12	0,03
179. "	1600	0,35	0,41	6,14	6,8	0,03
ბ) ბიტუმოვანი						
180. ნავთობის სამშენებლო და სასტრუქის ბიტუმები	1400	0,27	0,27	6,8	6,8	0,008
181.	1200	0,22	0,22	5,69	5,69	0,008
182.	1000	0,17	0,17	4,56	4,56	0,008

დანართი 1 (გაგრძელება)

1	2	3	4	5	6	7
183. ასფალტბეტონი	2100	1 05	1 05	16,43	16,43	0 008
184. ამობურცული პერლიტის ნაწარმი ბიტუმივან შემკერულზე	400	0,12	0 13	2,45	2,59	0 04
185. " "	300	0,09	0 099	1 84	1 95	0,04
186. რუბეროიდი, პერგამინი, ტოლი ლინოლეუმები	600	0,17	0 17	3 53	3 53	
187. პოლიენილქლორიდის მრავალ- შრიანი ლინოლეუმები	1800	0,38	0 38	8 56	8 56	0 002
188. " "	1600	0 33	0 33	7 52	7,52	0,002
189. პოლიენილქლორიდის ლინოლეუ- მი ქსოვილურ ფუძეზე	1800	0,35	0 35	8 22	8,22	0,002
190. " "	1600	0 29	0 29	7 05	7,05	0 002
191. " "	1400	0 23	0 23	5 87	5,87	0,002
VI. ლითონები და მინა						
192. არმატურის ლეროვანი ფოლადი	7850	58	58	126,5	126,5	0
193. თელი	7200	50	50	112 5	112,5	0
194. ალუმინი	2600	221	221	187 6	187,6	0
195. სპილენძი	8500	407	407	326	326	0
196. ფანჯრის მინა	2500	0,76	0 76	10 79	10,79	0

დანართი 2

ვარე ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები საბჭოთა კავშირის
ზოგიერთი პუნქტისათვის

1	ჰაერის საშუალო ტემპერატურა გრად.					7	8
	2	3	4	5	6		
პუნქტი	ყველაზე ცივი ბუნდოვანის	ყველაზე ცივი დღეღამეებში	ყველაზე ცივი კვირიდის	ვათბობის სეზონის პერიოდის	ქარის მოძრაობის სი- მარე ზანთარში (იან- ვარში) მ წმ	ტენიანობის ზონა	ვათბობის სეზონის ხანგრძლივობა დღე
აღმათა	25	-28	-10	-2,1	1,9	შვრალი	166
არხანგელსკი	-31	-36	-19	-4,7	5,6	შვრალი	251
ასტრახანი	-23	-26	-8	-1,6	4,8	შვრალი	172
აქტიუბინსკი	-31	-37	-21	-7,3	7,4	შვრალი	203
აშხაბადი	-11	-15	-2	3,9	2,8	შვრალი	111
ბაქო	-4	-7	1	5,1	8,4	შვრალი	119
ბარნაული	-39	-42	-23	-8,6	5,9	შვრალი	209
ბლაგოვეშჩენსკი	-34	-37	-25	-11,5	3,4	ნორმალ.	212

1	2	3	4	5	6	7	8
ბრატსკი	-43	-46	-30	-10.3	3.4	შშრალი	245
ბრესტი	-20	-25	-8	0.4	5.2	ნორმალ.	186
გორკი	-30	-34	-16	-4.7	5.1	ნორმალ.	218
გროზნო	-18	-22	-5	0.4	3.5	შშრალი	164
გურიევი	-26	-37	-12	-3.8	7.8	შშრალი	182
დერბენტი	-9	-13	0	3.8	5.2	შშრალი	145
დნეპროპეტროვსკი	-23	-26	-9	-1	5.5	შშრალი	175
დუშანბე	-13	-15	-2	3.6	2.8	ნორმალ.	134
ევპატორია	-16	-20	-3	2.4	7.1	შშრალი	149
ერევანი	-19	-20	-8	0.5	2.5	შშრალი	139
ერზოვანსკი	-59	-61	-51	-25.2	3.0	შშრალი	272
ვილიუსი	-23	-27	-9	-0.9	5.5	ნორმალ.	194
ვინიცა	-21	-26	-10	-1.1	4.7	ნორმალ.	189
ვიტებსკი	-26	-31	-12	-1.6	5.9	ნორმალ.	205
ვლადივოსტოკი	-24	-26	-16	-4.8	9	ტენიანი	201
ვლადიმირი	-28	-33	-16	-4.4	4.5	ნორმალ.	217
ვოლოგდა	-31	-36	-16	-4.8	6	შშრალი	228
ვოლგოგრადი	-25	-30	-13	-3.4	8.1	ნორმალ.	182
ვორონეჟი	-26	-30	-14	-3.4	5.4	შშრალი	199
ზაპოროჟიე	-22	-25	-8	-0.1	5.4	შშრალი	174
ივანოვო	-29	-33	-16	-4.4	4.9	ნორმალ.	217
ირკუტსკი	-37	-39	-25	-8.9	2.9	შშრალი	241
კალინიგრადი	-18	-22	-7	0.6	6.0	ნორმალ.	195
კალუგა	-27	-31	-14	-3.5	5.0	ნორმალ.	214
კაუნასი	-22	-27	-8	-0.5	4.9	ნორმალ.	192
კემეროვო	-39	-42	-24	-8.8	6.8	შშრალი	232
კიევი	-22	-26	-10	-1.1	4.3	ნორმალ.	187
კიროვობადი	-8	-9	-1	3.4	—	შშრალი	132
კიშინიოვი	-16	-21	-7	0.6	—	შშრალი	116
კლაიპედა	-20	-24	-7	0.4	10.5	ნორმალ.	194
კოჭჩეტაევი	-36	-39	-21	-7.9	9.5	შშრალი	214
კრასნოდარი	-19	-3	-5	1.5	3.6	შშრალი	152
კრასნოიარსკი	-39	-42	-23	-7.8	6.2	შშრალი	234
კუიბისევი	-30	-36	-18	-6.1	5.7	შშრალი	206
კურსკი	-26	-80	-14	-3	5.3	ნორმალ.	198
კუსტანაი	-35	-40	-22	-8.7	5.8	შშრალი	213
ლენინბადი	-13	-15	-5.0	2.0	6.8	შშრალი	129
ლენინგრადი	-26	-19	-11	-2.2	4.2	ტენიანი	219
ლუვი	-19	-23	-9	-0.2	6.4	ნორმალ.	191
მაგადანი	-29	-32	-23	-9.6	—	ნორმალ.	278
მაგნიტოვოტსკი	-34	-37	-22	-7.9	8.1	შშრალი	218
მახჩევალა	-14	-19	-2	2.6	8.5	შშრალი	151
მინსკი	-25	-29	-10	-1.2	5.6	ნორმალ.	203
მოსკოვი	-26	-32	-15	-8.6	4.9	ნორმალ.	216

1	2	3	4	5	6	7	8
ნალჩიკი	-16	-21	-5	-0.4	3.0	ნორმალ.	170
ნოვგოროდი	-27	-31	-12	-7.6	6.6	ნორმალ.	220
ნოვოროსისკი	-13	-14	-2	4.4	6.7	ტენიანი	134
ნოვოსიბირსკი	-39	-42	-24	-9.1	5.7	შშრალი	227
ოლესა	-18	-21	-6	1.0	6.5	შშრალი	165
ოიშიაკონი	-60	-62	-56	-25.8	1.6	შშრალი	275
ოპსკი	-37	-41	-23	-9.5	5.1	სორმალ.	220
ორჭონიქიძე	-18	-20	-5	-0.4	3.0	სორმალ.	175
ორიოლი	-26	-31	-13	-3.3	6.5	ნორმალ.	207
ორენბურგი	-31	-36	-20	-8.1	6.1	შშრალი	201
პავლოდარი	-37	-40	-23	-9	6.7	შშრალი	209
პენზა	-29	-33	-17	-5.1	5.6	შშრალი	206
პეიში	-35	-39	-20	-6.4	5.2	ნორმალ.	226
პეტროპავლოვსკი (კაში-ტაზე)	-20	-22	-10	-2.1	15.6	ტენიანი	259
პეტროპავლოვსკი (ყაზახეთში)	-33	-40	-24	-9	6.9	შშრალი	221
პოლტავა	-23	-27	-11	-1.9	5.8	შშრალი	187
რიგა	-20	-25	-8	-0.4	5.9	ნორმალ.	199
როსტოვი (დონის)	-22	-27	8	-1.1	6.5	შშრალი	175
რაზანა	-27	-33	-16	-4.2	7.3	ნორმალ.	212
სამარყანდი	-13	-17	-3	2.8	4.2	შშრალი	132
სარატოვი	-27	-33	-16	-5	6.0	შშრალი	198
სევერდოვსკი	-35	-39	-20	-6.4	5.0	შშრალი	228
სიმფეროპოლი	-16	-20	-4	1.9	6.0	შშრალი	158
სოკი	-3	-6	2	6.4	6.5	ტენიანი	90
სტავროპოლი	-19	-23	-7	0.3	7.4	ნორმალ.	179
ტალინი	-22	-26	-9	-0.8	7.7	ტენიანი	221
ტამბოვი	-28	-32	-15	-4.2	4.7	სორმალ.	202
ტარტუ	-24	-29	-10	-1.5	6.6	ტენიანი	214
ტაშკენტი	-15	-18	-6	2.4	2.1	შშრალი	130
ტუაფსე	-7	-11	2	5.6	9.7	ტენიანი	113
ტულა	-27	-31	-14	-3.8	5.0	ნორმალ.	207
ტუმენი	-37	-42	-21	-7.5	3.9	შშრალი	220
უეგორიდი	-18	-22	-6	1.6	4.2	ნორმალ.	162
ულან-უდე	-37	-40	-28	-10.6	4.7	შშრალი	235
ულიანოვსკი	-31	-36	-18	-5.7	—	შშრალი	213
უჟა	-35	-38	-19	-6.6	5.3	შშრალი	214
ფეოდოსია	-15	-19	-2	2.9	6.5	ტენიანი	141
ფერგანა	-15	-7	-7	1.3	2.0	შშრალი	134
ფრუენე	-3	-27	-9	-0.9	2.4	შშრალი	157
ყაზანი	-32	-33	-18	-5.7	5.7	ნორმალ.	218
ყარაჯანდა	-32	-36	-20	-7.5	7.7	შშრალი	212
ჩელიაბინსკი	-34	-38	-2	-7.3	4.5	შშრალი	218

დანართი 2 (გაგრძელება)

1	2	3	4	5	6	7	8
ჩერნიოვცი	-23	-27	-10	-1,7	4,6	ნორმალ.	191
ჩიშკენტი	-17	-22	-6	1,1	5,4	შუბალი	147
ჩიტა	-38	-41	-31	-12,4	3,9	შუბალი	238
ხაბაროვსკი	-31	-34	-23	-10,1	5,9	ნორმალ.	205
ხარკოვი	-23	-28	-11	-2,1	5,2	შუბალი	189
ხერსონი	-19	-23	-7	0,6	6,2	შუბალი	167

დანართი 3

გარე ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები საქართველოს

ზოგიერთი პუნქტისათვის

პუნქტი	ჰაერის საშუალო ტემპერატურა გრად.				ქარის მოქალაქის სიჩქარე ზაფხულში (ანგარიში) მ/წმ	გაობის სიზონის ხანგრძლივობა დღ. დ.
	ყველაზე ცივი ხუთდღიურის	ყველაზე ცივი დღე ლაშქების	ყველაზე ცხელი პერიოდის	გაობის სეზონის პერიოდის		
ახალქალაქი	-16	-22	-9	-1.1	6,7	232
ახალციხე	-14	-18	-4	1	2,6	183
ბათუმი	-1	-2	4	7.6	—	121
ბორჯომი	-11	-14	-2	2.4	3,1	189
გაგრა	-2	-4	4	7.5	—	124
გორი	-12	-15	-1	2.8	—	167
გუდაური	-16	-20	-8	-0.3	2,6	292
გურჯაანი	-8	-11	2	4,1	—	152
ღმანისი	-12	-14	-2	2	—	202
ზუგდიდი	-3	-6	2	6.6	3,1	132
თბილისი	-8	-10	0	4.2	3,9	152
თელავი	-8	-11	1	3.8	3,8	158
ონი	-10	-14	-4	2,9	2,8	176
სამტრედიო	-3	-5	2	6,5	5,1	121
ფოთი	-3	-4	3	7,2	5,3	120
ქუთაისი	-3	-5	3	6,8	8	121
შოვი	-15	-19	-9	0.5	—	235

შემომზადებული კონსტრუქციების ექსპლუატაციის პირობები სათავის ტენიანობრივი რეჟიმისა და ტენიანობის ზონის მიხედვით

სათავის ტენიანობრივი რეჟიმი (იხ. დანართი)	ექსპლუატაციის პირობები A და B ტენიანობის ზონების მიხედვით (იხ. დანართი 2)		
	მშრალი	ნორმალური	ტენიანი
მშრალი	A	A	B
ნორმალური	A	B	B
ტენიანი ან სველი	B	B	B

შენობათა სათავსების ტენიანობრივი რეჟიმებზე

რეჟიმი	სათავსის ჰაერის ტენიანობა %, როდესაც ტემპერატურა		
	12°C-მდე	12°C-დან 24°C-მდე	24°C-ზე მეტია
მშრალი	60-მდე	50-მდე	40-მდე
ნორმალური	60—75	50—60	40—50
ტენიანი	75-ზე მეტი	60—75	50—60
სველი	—	75-ზე მეტი	60-ზე მეტი

ჰაერის შრეების თერმული წინაღობები

ჰაერის შრის სისქე, მ	ჰაერის შრის თერმული წინაღობა, $R_{t,ჰა}$ მ ² °C/ვტ			
	ჰორიზონტალური შრეებისათვის, როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია ქვემოდან ზემოთ და ვერტიკალური შრეებისათვის		ჰორიზონტალური შრეებისათვის, როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია ზემოდან ქვემოთ	
	როდესაც ტემპერატურა ჰაერის შრეში არის			
	ღაღებიანი	უარყოფითი	ღაღებიანი	უარყოფითი
0.2—0,3	0.13	0.15	0,14	0,15
0.01	0,14	0,15	0,15	0,19
0.02	0,14	0,16	0,16	0,21
0.03	0,14	0,17	0,17	0,22
0.05	0,15	0,18	0,18	0,23
0. 1	0,15	0,18	0,19	0,24
0.15	0,15	0,19	0,19	0,24

შემიწული ზედაპირების (ფანჯრები, აივნის კარებები, ფარნები)
ქაერშელწევარობის წინაღობები

შემიწული ზედაპირი	ამოგმანული ღრეჩოების რაოდენობა	ხისალათებიანი შემიწული ზედაპირების ქაერშელწევალობის წინაღობა, რომელიც ამოგმანულია ქაფპოლიურეთანის საფენებით, $R_{ინფ} \text{ მ}^2 \text{ სთა}^{\frac{1}{3}} / \text{კმ}$
1. ერთმაგი და ორმაგი, შეწყვილებულალათებიანი შემიწევა	1	1,19
2. ორმაგი შემიწევა განცალკეებული ალათებით	1	1,33
	2	1,74
3. სამმაგი შემიწევა ერთმაგი და შეწყვილებული ალათებით	1	1,37
	2	2,02
	3	2,57

შენიშვნა: 1. ლითონის ალათებიანი შემიწული ზედაპირების ქაერშელწევალობის წინაღობა აღებულ უნდა იქნას კოეფიციენტით 1,1.

2. აივნის კარების ქაერშელწევალობის წინაღობა აღებულ უნდა იქნას კოეფიციენტით 0,8.

3. II-ს მაგვარი შექტარების შემიწვის ქაერშელწევალობის წინაღობა. როდესაც ღრეჩოები არაა ამოგმანული, აღებულ უნდა იქნას კოეფიციენტით 0,1.

მუშა ზონაში ტემპერატურის, ფარდობითი ტენიანობის და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის დასაშვები (მნიშვნელში) და ოპტიმალური (მრიცხველში) მნიშვნელობები წლის ცივ პერიოდში (ГОСТ 12.1.005-76 და СН И П 11-33-75-ის მიხედვით)

სათაესის სახე და მუშაობის კატეგორია	ჰაერის ტემპერატურა, t _ა , °C	ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა, φ, %	ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, v _ა , მ/წმ ან უზეტს
საეცხვოებელ და საზოგადოებრივი შენობების და სამრეწველო დაწესებულებების დამხმარე შენობების სათაესები.	20—22	45—30	0,1—0,15
	18—22	≤ 65	0,3
საწარმოო სათაესებში მუშაობა:			
მსუბუქი (I)	20—23	60—40	0,2
საშუალო სიმძიმის	19—25	≤ 75	0,2
II a	18—20	60—40	0,2
	17—23	≤ 75	0,3
II б	17—18	60—40	0,3
	15—21	≤ 75	0,4
ძვირე III	16—18	60—40	0,3
	13—19	≤ 75	0,5

შ ე ნ ი შ ე ნ ა : საზოგადოებრივ შენობათა სათაესებში ზედა ტანსაცმლით აღამიანების მცირე ხნით ყოფნის შემთხვევაში დასაშვებია ჰაერის ტემპერატურა 16°C.

წყლეთ ხაზობი ხსტუმბ მონსადენია ხაანგარში ცხრილი რიოდხი $t_{\text{კ}} = 95^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{გ}} = 76^{\circ}\text{C}$, $\Delta t = 19^{\circ}\text{C}$ და $\lambda = 0.2 \text{ მმ}$

პირობითი ვახელის დია-მეტრი, მმ	წყლამტარი ფილადის მილუბი ГОСТ 3262-62 (ტემულეროვი)										წყლამტარი ფილადის მილუბი ГОСТ 8732-58			
	10	15	20	25	32	40	50	70	57/3.5	76/3	89/3.5	108/4	133.4	159/1.5
განე დიამეტრი, მმ	17	21.3	26.8	33.5	42.3	48	60	75.5	57	76	89	108	133	159
შიგე დიამეტრი, მმ	12.6	15.7	21.2	27.1	35.9	41	53	67.5	50	70	82	100	125	150

ზედა მწკრივი — მილში გამავალი წყლის რაოდენობა, კვ/სთ; ქვედა მწკრივი — მილუბში წყლის სიტყარე, მ/წმ

1.0	10.4	16.5	36	69	118	210	409	788	364	889	1313	2379	1259	6962
	0.021	0.023	0.028	0.034	0.041	0.045	0.052	0.06	0.051	0.064	0.071	0.082	0.096	0.106
1.2	11.1	17.5	40	76	154	229	434	872	398	977	1493	2615	1460	7619
	0.023	0.025	0.031	0.037	0.045	0.048	0.059	0.067	0.057	0.071	0.079	0.092	0.109	0.117
1.4	12	19	44	84	180	219	496	918	442	1054	1643	2876	1552	8510
	0.024	0.027	0.034	0.041	0.049	0.052	0.063	0.073	0.062	0.076	0.086	0.1	0.119	0.13
1.6	13.25	21	47	96	191	269	535	1016	476	1132	1756	3099	1738	9136
	0.027	0.03	0.037	0.045	0.053	0.057	0.069	0.075	0.067	0.082	0.092	0.107	0.128	0.14
1.8	13.88	22	50	108	197	287	571	1077	509	1209	1870	3302	6014	9755
	0.028	0.031	0.039	0.051	0.054	0.05	0.073	0.082	0.071	0.087	0.098	0.111	0.136	0.149
2.0	15.15	24	53	111	203	304	606	1137	540	1286	1983	3197	6290	10306
	0.03	0.033	0.042	0.054	0.057	0.061	0.078	0.087	0.076	0.093	0.104	0.121	0.142	0.158
2.4	16.41	2	59	120	223	338	671	1258	595	1440	2210	3557	6811	11384
	0.034	0.037	0.046	0.057	0.062	0.071	0.087	0.096	0.084	0.104	0.116	0.134	0.155	0.174
2.8	17.67	24	64	130	244	368	729	1377	640	1557	2390	4188	7397	12313
	0.037	0.041	0.05	0.061	0.068	0.077	0.096	0.106	0.091	0.112	0.126	0.145	0.167	0.189

	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
3.2	19.57	31	72	140	253	396	774	1438	689	1673	2559	4475	7953	13317
	0.01	0.044	0.038	0.068	0.073	0.083	0.102	0.114	0.121	0.135	0.151	0.165	0.19	0.204
3.6	20.83	33	80	143	281	422	818	1576	727	1790	2748	4762	8503	14504
	0.042	0.017	0.062	0.071	0.078	0.089	0.108	0.121	0.129	0.145	0.165	0.183	0.223	0.232
4.0	22.1	35	85	146	299	448	861	1657	766	1906	2902	5019	8968	15132
	0.045	0.05	0.066	0.073	0.082	0.094	0.115	0.128	0.138	0.153	0.175	0.203	0.232	0.232
5.0	25.25	40	95	157	336	507	971	1898	865	2139	3285	5694	10116	16180
	0.051	0.057	0.073	0.074	0.093	0.107	0.13	0.145	0.122	0.151	0.173	0.197	0.229	0.254
6.0	27.77	44	103	169	373	559	1081	2090	962	2372	3587	6266	11033	18012
	0.057	0.063	0.08	0.082	0.103	0.118	0.144	0.16	0.136	0.171	0.188	0.217	0.25	0.276
7.0	30.3	48	111	184	406	601	1172	2269	1043	2564	3878	6818	11949	19442
	0.062	0.069	0.086	0.089	0.112	0.126	0.152	0.174	0.146	0.185	0.204	0.237	0.271	0.298
8.0	33.45	55	113	199	434	642	1236	2450	1124	2756	4175	7.91	12866	20879
	0.074	0.082	0.088	0.097	0.12	0.135	0.161	0.187	0.158	0.199	0.22	0.253	0.291	0.32
9.0	36.5	57	119	212	463	684	1354	2598	1205	2927	4471	7760	13726	22310
	0.076	0.084	0.092	0.103	0.128	0.144	0.171	0.199	0.168	0.211	0.235	0.269	0.311	0.342
10	37.24	59	126	225	490	725	1445	2744	1218	3078	4703	8221	14487	23741
	0.078	0.087	0.097	0.109	0.136	0.151	0.182	0.21	0.179	0.222	0.247	0.285	0.328	0.364
12	39.77	63	140	248	537	309	1583	3011	1409	3378	5280	9018	15106	26057
	0.084	0.093	0.108	0.12	0.149	0.17	0.201	0.23	0.197	0.244	0.272	0.313	0.36	0.4
14	42.3	67	151	269	579	876	1720	3246	1531	3679	5629	9783	17232	28132
	0.088	0.098	0.117	0.131	0.16	0.184	0.218	0.248	0.214	0.266	0.296	0.339	0.39	0.431
16	44.2	70	163	289	621	937	1858	3482	1654	3950	6070	10174	18272	30207
	0.093	0.103	0.126	0.141	0.172	0.197	0.236	0.266	0.231	0.285	0.317	0.363	0.414	0.463
18	46.7	74	174	309	663	997	1974	3718	1757	4191	6409	11114	19312	32275
	0.098	0.108	0.135	0.15	0.181	0.21	0.251	0.284	0.246	0.303	0.337	0.385	0.437	0.485
20	48.6	77	184	332	705	1058	2090	3953	1859	4433	6781	11704	20352	33942
	0.102	0.114	0.142	0.161	0.195	0.222	0.265	0.302	0.26	0.32	0.357	0.406	0.461	0.521
24	53	84	204	360	778	1166	2291	4327	2030	4877	7447	12773	22472	37150
	0.112	0.124	0.157	0.175	0.215	0.245	0.291	0.331	0.286	0.352	0.392	0.446	0.503	0.570
28	57.5	91	221	391	840	1291	2645	4702	2194	5283	8064	13936	24511	40353
	0.122	0.135	0.171	0.19	0.233	0.265	0.312	0.35	0.307	0.381	0.424	0.483	0.555	0.619

გაგებულა, დანახარა 9

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
32	61.9	98	237	416	902	1357	2040	5043	5349	6659	8630	14772	26313	13071	
	0.131	0.145	0.173	0.202	0.225	0.284	0.334	0.366	0.423	0.411	0.464	0.512	0.585	0.631	
36	67	106	216	441	964	1414	2814	5350	5205	6002	9165	15601	27308	45716	
	0.14	0.155	0.195	0.214	0.267	0.301	1.366	0.409	0.35	0.433	0.482	0.541	0.629	0.701	
40	70.7	112	267	467	1026	1524	2973	5657	2649	6317	969	16416	24311	48355	
	0.148	0.164	0.206	0.226	0.284	0.321	0.376	0.133	0.37	0.456	0.509	0.57	0.661	0.742	
50	79.6	126	297	530	1149	1710	3336	6339	2969	7103	10532	18538	3072	53294	
	0.167	0.186	0.23	0.257	0.318	0.36	0.422	0.465	0.416	0.513	0.57	0.643	0.749	0.822	
60	88	139	324	593	1270	1866	3699	6971	3263	7829	11767	2630	36128	58729	
	0.185	0.205	0.25	0.288	0.362	0.393	0.463	0.533	0.462	0.565	0.619	0.715	0.819	0.901	
70	95.3	181	351	635	1369	2022	3984	7531	3519	8193	12610	22143	3119	63864	
	0.201	0.223	0.271	0.308	0.379	0.426	0.504	0.576	0.498	0.613	0.664	0.768	0.885	0.93	
80	102.3	162	377	677	1467	2178	4276	8066	3895	9061	13491	24656	42119	68379	
	0.215	0.239	0.291	0.328	0.406	0.458	0.540	0.618	0.534	0.655	0.71	0.82	0.963	1.049	
90	108.2	173	401	719	1554	2309	4513	8567	4043	9606	14357	2569	44491	72529	
	0.23	0.255	0.312	0.348	0.43	0.486	0.171	0.658	0.598	0.693	0.765	0.873	1.007	1.112	
100	115.6	183	430	759	1632	2431	4788	9035	4261	10047	15220	26821	4837	76493	
	0.242	0.269	0.332	0.369	0.452	0.512	0.605	0.691	0.599	0.725	0.81	0.93	1.061	1.173	
120	127	201	460	835	1786	2674	5250	9899	4673	10929	16029	29391	51115	83801	
	0.266	0.295	0.362	0.405	0.494	0.563	0.651	0.757	0.667	0.789	0.892	1.019	1.161	1.285	
140	136	216	507	904	1939	2895	5686	10584	5161	11812	18478	31738	55632	90490	
	0.286	0.318	0.392	0.439	0.537	0.609	0.719	0.853	0.712	0.863	0.961	1.1	1.257	1.388	
160	145	229	546	972	2079	3095	6093	11269	5423	12691	19373	33931	59367	96746	
	0.304	0.338	0.422	0.471	0.575	0.651	0.77	0.863	0.763	0.916	1.01	1.176	1.334	1.484	
180	154	243	584	1028	2201	3294	6173	11953	5761	13577	20730	35930	62957	96957	
	0.322	0.358	0.451	0.499	0.609	0.693	0.818	0.914	0.911	0.98	1.092	1.248	1.425		

ადგილობრივ წინააღმდეგობათა წნევის დანაკარგი პა. წულის სისტემების
 მილსადენების განავარისების დროს (როდესაც $P_{საპ} = P_{საპ} \cdot 1.2/33$, $t_{ც} = 25^{\circ}C$)

ადგილობრივ წინააღმდეგობათა კოეფიციენტების ჯამი Σξ

წყლის სიჩქარე მ/წმ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0.025	0.31	0.63	0.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	2.82	3.13
0.035	0.61	1.25	1.84	2.46	3.07	3.68	4.8	4.91	5.53	6.14
0.04	0.8	1.6	2.11	3.21	0.1	3.81	5.61	6.42	7.22	8.02
0.05	1.25	2.51	6.76	5.01	6.26	7.52	8.77	10.02	11.27	12.53
0.06	1.8	3.6	5.4	7.2	9.0	10.8	12.6	14.4	16.2	18.0
0.070	2.5	4.9	7.4	9.8	13.0	14.7	17.2	19.6	22.1	24.6
0.08	3.2	8.4	9.6	12.8	16.0	19.2	22.5	25.7	28.9	32.1
0.09	4.1	8.1	12.2	16.2	20.3	24.4	28.4	32.5	36.5	40.6
0.1	5.0	10.0	15.0	20.0	25.1	10.1	36.1	40.1	45.1	50.1
0.11	6.1	12.1	18.2	24.3	30.3	36.4	42.4	48.5	54.6	60.6
0.12	7.2	14.4	21.6	28.8	35.1	43.3	50.5	57.7	64.9	73.2
0.13	8.5	17.0	25.0	33.0	42.3	50.8	59.3	67.8	76.2	84.7
0.14	9.8	19.6	29.5	39.3	49.1	58.9	68.8	78.6	89.4	98.2
0.15	11.3	25.6	33.8	45.1	56.4	67.7	78.9	90.2	101.5	112.8
0.16	12.8	25.7	38.5	51.3	64.1	77.0	89.8	103.6	115.5	128.3
0.17	14.5	29.0	43.4	57.9	72.4	86.9	101.4	115.9	131.4	144.8
0.18	16.2	32.5	48.7	64.9	81.2	97.4	114.0	130.0	146.0	162.0
0.19	18.1	36.2	54.3	72.4	10.5	109.0	127	145	163	181
0.2	20.0	40.1	60.1	80.2	100	120	140	160	180	200
0.21	22	44	66	88	111	133	155	177	199	221
0.22	24	49	73	97	121	146	170	194	218	243
0.23	27	53	80	106	133	159	186	212	239	265
0.24	29	58	87	115	144	173	202	231	160	289
0.25	01	63	94	125	157	188	219	251	82	313
0.26	34	68	102	136	169	203	237	271	305	339
0.27	37	73	110	146	183	219	256	292	329	364
0.28	39	79	118	157	196	236	275	314	354	383
0.29	42	84	126	169	211	253	295	337	379	421
0.3	45	90	135	180	226	271	316	361	406	451
0.31	48	96	144	193	241	289	337	385	433	482
0.32	51	103	154	205	257	308	359	411	462	513
0.33	55	109	164	218	273	327	382	437	481	546
0.34	5	116	174	232	290	348	406	463	521	579
0.35	123	184	246	7	368	30	491	553	614	
0.36	65	130	195	260	35	390	455	520	585	650
0.37	69	137	206	274	132	412	480	549	617	684
0.38	72	145	217	289	362	434	507	579	651	724
0.39	76	152	229	305	381	457	531	610	686	762
0.4	80	160	241	321	401	481	551	641	722	802
0.41	84	168	253	437	121	505	590	674	754	841.2
0.42	88	177	265	354	42	530	617.9	707	796	881
0.43	93	185	275	371	463	556	649	741	834	927
0.44	97	191	291	368	485	582	679	776	873	970
0.45	101	203	304	406	507	609	710	812	913	1015
0.46	106	212	312	424	530	636	742	848	981	1040
0.47	111	221	332	443	554	664	775	886	996	1107

ადგილობრივი წინაღობის კოეფიციენტები

ადგილობრივი წინაღობის დასახელება		ξ-ის მნიშვნელობა, როდესაც d მშტოლია						
		10	15	20	25	32	40	50 ლა მშტო
1	ორვეტიანი რადიატორები	2	2	2	2	2	2	2
2	თუჯის ქვაბები	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
3	ფოლადის ქვაბები	2	2	2	2	2	2	2
4	უცებალი გაფართოება (დიდი სიჩქარის დროს)	1	1	1	1	1	1	1
5	უცებალი შევიწროება (დიდი სიჩქარის დროს)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6	სამკაპები:							
	გასასვლელი (ნახ. I)	1	1	1	1	1	1	1
	საბრუნე (ნახ. II)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	წინაღღენზე (ნახ. III)	3	3	3	3	3	3	3
7	ჯვარედები:							
	გასასვლელი (ნახ. IV)	2	2	2	2	2	2	2
	საბრუნე (ნახ. V)	3	3	3	3	3	3	3
8	კომპენსატორები:							
	Π-სებრი	2	2	2	2	2	2	2
	ჩოხალიანი	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	ვენტილები:							
	ჩვეულებრივი	20	16	10	9	9	8	7
	წინღენითი	3	3	3	3	2,5	2,5	2
10	ონკანები:							
	გასასვლელი	5	4	2	2	2	—	—
	ორავი რეგულირების ცილინდრული საცობით	5	4	2	2	2	—	—
11	პარალელური საკვებლები (ურდულები)	—	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5
12	სარინები:							
	90°-იანი და მხვილობის	2	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
	ორმგი ვიწრო.	2	2	2	2	2	2	2
	ორმავი ფართო	1	1	1	1	1	1	1

შენიშნავთ სარდაფებსა და ტექნიკურ ინტაკტებში გაყვანილი ბოლირებულო
თხისდენების თხოვაკება (როდესაც ბოლირების თვებტურრობის
კოეფიციენტი ბოლოა 0,75)

ბოლირ-ის	1 მ ბოლირებულო მისის თხოვაკება, კმ/მ, როდესაც პირობითი გასკლის დიაგნოზია, მმ										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
50	13	16	20	24	27	33	40	45	53	65	76
55	15	18	22	27	30	36	45	51	60	73	86
60	16	20	24	30	34	41	50	57	67	88	96
65	18	22	27	34	37	45	55	63	75	91	106
70	20	24	30	36	41	50	60	69	83	100	116
75	22	27	33	40	44	55	65	75	90	109	127
80	24	29	35	43	48	59	71	81	98	119	137
85	26	31	38	47	52	63	77	88	106	128	146
90	28	34	41	50	56	67	83	95	113	137	159
95	30	36	44	53	60	72	89	101	121	147	170
100	32	38	47	57	64	77	95	109	129	156	181
105	34	41	50	61	68	82	101	115	137	166	193
110	36	44	52	65	72	87	108	122	145	176	205
115	38	47	55	69	76	92	114	129	154	186	217
120	40	49	57	72	80	98	120	136	163	197	229
125	42	51	61	76	84	103	127	144	171	207	241
130	44	53	64	80	88	108	133	151	180	217	253
135	47	56	67	84	93	113	140	158	189	228	285
140	49	59	71	87	98	119	145	165	193	238	278

წყლით სათბობი სისტემის ღიად გაყვანილი თბოსადენების თბოგაცემა
(ვერტიკალური თბოსადენების — ზემო ხაზში, ჰორიზონტალური
თბოსადენების — ქვემო ხაზში)

თბოსად — ზე	პარობითი გარე დია- მეტრი, მმ	1 მ წილის თბოგაცემა, ვტ/მ, (თბოსად — ზე)-ის 1°C ინტერვალის დროს									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
40	10 17	22 31	23 32	24 33	25 34	26 35	26 35	27 37	28 39	28 40	29 41
	15 21,3	28 39	29 40	30 40	31 42	32 43	33 44	34 45	35 45	36 43	37 40
	20 26,8	36 47	37 48	39 50	40 52	51 53	42 55	43 57	44 58	45 59	47 60
	25 33,5	44 57	46 59	48 60	49 62	51 64	52 66	53 68	55 70	56 71	58 72
50	10 17	30 41	30 42	31 43	32 44	33 45	34 47	35 48	35 49	36 50	37 51
	15 21,3	37 50	38 51	39 52	41 53	42 55	43 57	44 58	45 59	46 60	47 62
	20 26,8	48 62	49 63	50 64	51 65	52 67	53 69	55 70	56 72	57 73	58 75
	25 33,5	59 73	61 75	63 77	64 79	65 81	67 83	69 84	70 84	72 86	73 90
60	10 17	37 51	38 52	39 53	40 55	41 56	42 57	43 58	44 59	44 60	45 62
	15 21,3	48 63	49 65	50 66	51 67	52 69	53 70	55 72	56 73	57 74	58 76
	20 26,8	59 77	61 79	63 80	64 82	65 84	67 85	69 86	70 88	71 90	74 91
	25 33,5	75 92	77 94	78 96	80 98	82 100	84 102	86 104	87 106	89 108	91 110

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
70	10 17	47 63	48 64	49 65	49 66	50 68	51 69	52 70	52 71	53 72	54 73
	15 21,3	59 27,0	60 73	62 80	63 91	64 83	65 84	66 86	67 87	69 88	70 90
	20 26,8	74 93	76 94	77 96	78 98	79 100	81 102	83 104	84 105	85 107	87 108
	25 33,5	93 113	94 115	96 117	98 119	100 121	101 123	103 125	105 127	107 129	109 131
80	10 17	56 74	57 76	58 77	59 79	60 80	61 81	62 83	63 84	64 85	65 86
	15 21,3	71 92	72 93	73 94	74 96	76 98	77 99	78 101	79 102	80 104	81 105
	20 26,8	88 109	90 111	92 113	93 115	94 117	96 119	98 121	99 123	101 125	102 127
	25 33,5	110 134	112 136	114 138	116 141	118 143	120 145	122 147	124 149	126 151	128 154
90	10 17	65 87	66 88	67 90	68 91	69 93	70 94	71 95	72 97	73 98	74 99
	15 21,3	83 107	84 108	85 110	86 112	87 113	88 115	90 116	91 118	93 120	94 121
	20 26,8	104 128	106 130	107 132	108 134	110 136	112 138	114 141	115 143	116 145	118 147
	25 33,5	130 156	132 158	134 160	136 163	138 165	140 167	142 170	144 172	146 174	148 177

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
100	10 17	76 100	77 102	78 104	79 105	80 106	81 107	83 108	84 110	85 112	86 113
	15 21,3	95 122	97 124	98 126	99 128	100 129	101 131	102 133	104 135	105 136	106 138
	20 26,8	120 129	121 152	123 154	125 156	127 158	129 160	131 162	133 164	134 166	136 168
	25 33,5	146 180	150 182	152 185	154 188	157 190	159 193	161 195	163 197	165 200	167 201
110	10 17	86 113	87 115	88 116	89 118	90 119	91 120	93 222	94 124	95 125	96 126
	15 21,3	108 139	109 140	110 142	111 144	113 145	115 147	116 149	117 151	118 153	120 154
	20 26,8	136 169	137 171	139 173	140 175	141 177	141 180	146 182	148 184	150 187	152 189
	25 33,5	169 205	172 208	174 211	176 214	178 216	180 219	182 221	184 224	187 227	189 230
120	10 17	98 128	99 130	100 131	101 133	102 135	104 136	105 138	106 140	107 141	108 143
	15 21,3	122 156	123 158	124 160	126 162	128 164	129 166	130 168	132 170	134 172	135 173
	20 26,8	154 191	156 193	157 195	159 198	160 200	161 202	164 205	166 207	168 209	170 212
	25 33,5	192 233	194 235	197 238	199 241	201 244	204 247	206 249	208 252	211 255	213 257

ზღაბო წნევის ორთქლით საბოძო სისტემების მილადენების საანგარიშო ცხრილი, როცა $K=0,8$ ან $P=5+20$ კა

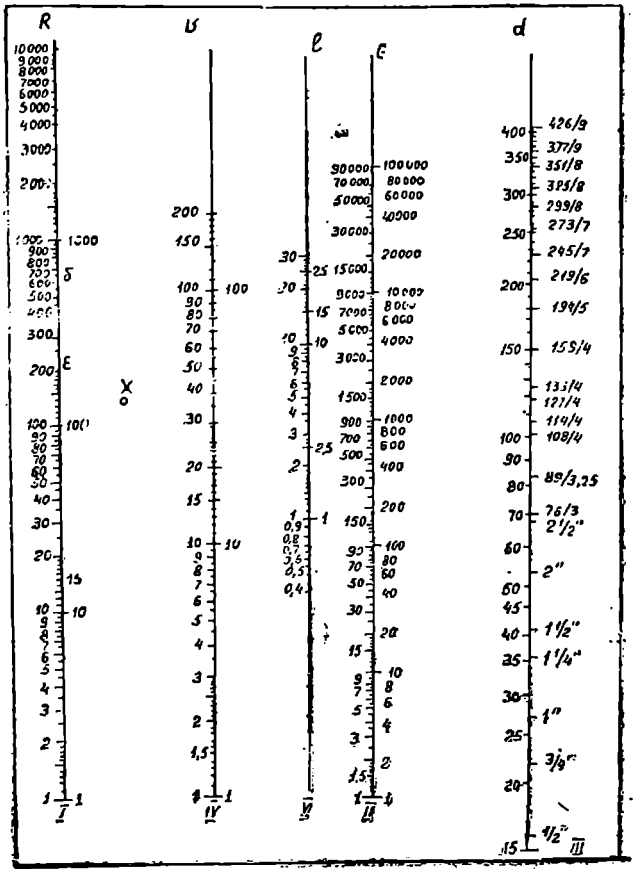
პრობოი გასულის ღამეტრი, მმ	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3,5	39/3,5	108/4	133/4	159/4,5	
	შედა სტრუქტურა-მრეცხვამდე გაშვებული სითბოს როდენობა, კვმ													
გარე ღამეტრი, მმ	21,3	26,8	33,5	42,3	48	60	75,5	57	76	89	108	133	159	
შიგა ღამეტრი, მმ	15,7	21,2	27,1	35,9	41	53	67,5	50	69	82	100	125	150	
R კა/კმ	შედა სტრუქტურა-მრეცხვამდე გაშვებული სითბოს როდენობა, კვმ													
	1	2	3	4	5	6	7	3	9	10	11	12	13	14
	0,79	1,50	2,36	3,23	4,23	7,95	15,61	39,65	13,51	33,60	51,50	89,50	157,50	250,00
	2,90	2,90	2,90	3,65	4,20	4,20	5,06	8,70	4,50	6,10	6,80	7,80	9,00	10,00
	0,81	1,63	2,62	3,80	5,80	8,80	17,30	32,80	15,05	37,10	56,00	98,10	173,00	271,00
	3,00	3,15	3,20	4,05	4,65	4,65	5,58	6,30	5,35	6,75	7,40	8,55	9,90	10,80
	3,10	3,35	3,50	4,40	4,95	4,95	6,11	6,85	5,80	7,30	8,05	9,35	10,70	11,80
	0,87	1,78	3,10	4,75	6,90	10,00	21,30	38,50	17,50	43,25	65,50	114,00	202,00	317,00
	3,20	3,45	3,80	4,75	5,30	5,30	6,54	7,40	6,25	7,85	8,65	9,95	11,50	12,70
	0,89	1,85	3,31	7,22	10,70	21,60	40,60	80,60	18,90	45,70	70,00	122,00	216,00	351,00
	3,30	3,60	4,05	5,05	5,65	5,65	6,97	7,80	6,60	8,30	9,25	10,60	12,30	13,60
	0,92	2,05	3,51	7,66	11,32	22,80	43,00	83,00	20,20	48,25	73,80	128,80	227,00	360,00
	3,40	3,85	4,30	5,35	6,00	6,00	7,36	8,25	7,15	8,75	9,75	11,20	12,90	14,20
	0,96	2,09	3,71	8,00	12,05	24,80	45,40	87,50	21,10	50,50	77,20	135,00	238,60	378,00
3,55	4,05	4,55	5,60	6,35	6,35	7,78	8,70	7,50	9,15	10,20	11,75	13,60	14,90	
0,99	2,19	3,87	8,36	12,65	25,10	46,90	90,00	22,10	51,80	81,00	141,20	247,00	394,00	
3,65	4,25	4,77	5,85	6,70	6,70	8,12	9,00	7,85	9,60	10,70	12,30	14,10	15,60	
1,02	2,30	4,04	8,75	13,21	26,20	49,00	93,10	23,10	55,10	84,50	147,50	259,50	410,00	
3,75	4,45	4,95	6,10	7,00	7,00	8,45	9,40	8,20	10,00	11,15	12,85	14,80	16,20	
1,04	2,37	4,20	9,20	13,70	27,30	50,90	94,10	24,10	57,60	88,10	153,10	270,00	430,00	
3,85	4,60	5,15	6,30	7,25	7,25	8,75	9,75	8,55	10,45	11,65	13,35	15,40	16,80	

აგრიკულტი, დანარჩენი 14

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15	1,08	2,48	4,36	9,40	14,70	28,40	50,28	25,00	60,10	91,00	158,50	278,00	446,00	
	4,00	4,80	5,35	6,55	7,55	9,18	10,15	8,85	10,90	12,00	13,80	15,80	17,60	
6	1,10	2,55	4,52	9,66	14,70	29,20	54,80	25,90	61,90	94,40	164,50	287,00	462,00	
	4,05	4,95	5,55	6,75	7,75	9,58	10,50	9,20	11,70	12,45	14,30	16,30	18,80	
17	1,12	2,66	4,65	10,00	15,12	30,20	56,60	26,80	63,70	97,50	169,50	294,00	478,00	
	4,15	5,15	5,70	7,00	8,00	9,75	10,85	9,50	11,55	12,85	14,75	16,80	18,90	
18	1,15	2,73	4,80	10,30	15,65	31,20	58,40	27,60	65,50	100,00	171,00	302,00	490,00	
	4,25	5,30	5,30	7,20	8,25	10,02	11,20	9,80	11,90	13,25	15,15	17,20	19,50	
19	1,18	2,81	4,98	10,68	16,10	31,60	60,10	28,40	67,6	103,2	177,5	310,0	504,0	
	4,35	5,45	6,10	7,45	8,5	10,3	11,55	10,1	12,25	13,65	15,55	17,7	20,0	
20	1,22	2,89	5,18	11,0	16,55	32,60	62,0	29,2	69,5	106,0	183,5	319,0	516,0	
	4,5	5,5	6,35	7,7	8,75	10,55	11,9	10,35	12,6	14,05	16,0	18,2	20,5	
22	1,27	3,04	5,39	11,62	17,50	34,30	64,7	30,6	73,5	111,0	192,5	335,0	544,0	
	4,7	5,9	6,6	8,15	9,25	11,05	12,45	10,9	12,9	14,7	16,75	19,1	21,7	
24	1,33	3,20	5,62	12,15	18,25	35,95	67,9	32,0	77,4	116,3	202,0	351,0	569,0	
	4,9	6,9	8,5	9,65	11,6	13,05	13,85	11,35	13,85	15,4	17,55	20,0	26,6	
26	1,38	3,30	5,85	12,6	19,0	37,3	70,8	31,2	79,5	121,9	210,5	366,0	601,0	
	5,1	6,45	7,15	8,8	10,05	12,1	13,6	11,8	14,45	16,1	18,35	20,9	23,5	
28	1,44	3,45	6,09	13,1	19,75	39,0	73,6	34,3	82,7	126,1	218,0	387,0	615,0	
	5,3	6,7	7,45	9,15	10,45	12,6	14,15	12,2	15,0	16,7	19,0	21,9	24,4	
30	1,49	3,59	6,3	13,6	20,5	40,4	75,9	36,0	86,0	131,0	225,5	400,0	639,0	
	5,5	6,95	7,7	9,5	10,85	13,1	14,7	12,65	15,6	17,3	19,6	22,8	25,2	
32	1,54	3,71	6,5	14,1	21,22	41,9	79,0	36,9	89,1	135,0	231,0	412,5	660,0	
	5,7	7,2	7,95	9,85	11,25	13,5	15,2	13,1	16,5	17,85	20,15	23,5	26,2	
34	1,60	3,84	6,7	14,5	22,0	43,5	81,5	38,0	94,5	139,5	238,0	424,0	681,0	
	5,9	7,45	8,2	10,15	11,45	13,9	15,65	13,5	16,6	18,45	20,75	24,1	27,1	
36	1,65	3,94	6,85	15,0	22,6	44,5	84,0	39,2	94,0	143,5	245,0	436,0	705,0	
	6,1	7,65	8,4	10,5	11,95	14,3	16,1	13,95	17,05	18,95	21,3	24,8	27,7	
38	1,71	4,08	7,05	15,53	23,25	45,7	86,1	40,4	96,5	147,5	252,0	448,0	720,0	
	6,3	7,9	8,65	10,85	12,3	14,7	16,55	14,35	17,5	19,5	21,85	25,5	28,6	
40	1,75	4,18	7,25	16,0	23,8	47,4	88,7	41,5	99,0	151,5	257,5	459,0	740,0	
	6,45	8,1	8,9	11,2	12,6	15,2	17,05	14,75	17,95	20,0	22,45	26,1	29,2	

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
45		0,87	4,46	7,76	16,9	25,4	50,1	94,5	41,0	104,6	161,0	273,0	490,0	782,0
50		6,9	0,65	9,5	11,85	13,45	16,05	18,1	15,65	19,05	21,25	23,85	27,8	31,0
50		1,99	4,64	8,24	17,85	26,8	52,7	99,5	46,5	111,1	169,2	290,0	519,0	825,0
60		7,35	9,0	10,1	12,5	14,16	17,1	19,1	16,55	20,2	22,4	25,3	29,5	32,8
60		2,19	5,07	9,23	19,8	29,2	60,0	109,7	51,5	123,0	184,0	322,0	566,0	915,0
70		8,1	9,85	11,3	13,85	15,45	18,85	21,0	18,35	22,25	24,35	28,15	32,3	35,9
70		2,36	5,5	9,9	21,4	31,7	63,0	118,0	55,5	133,0	198,0	347,0	614,0	926,0
80		6,75	10,65	12,1	14,9	16,75	20,15	22,7	19,75	24,1	26,15	30,2	34,9	38,9
80		2,54	5,9	10,3	23,0	34,2	67,5	126,5	59,5	142,0	212,0	372,0	640,0	926,0
90		9,4	11,45	12,0	16,0	18,05	21,7	24,3	21,2	25,75	27,95	32,3	36,6	40,0
90		2,7	6,3	11,1	24,3	36,2	71,5	134,5	63,3	151,0	224,0	394,0	640,0	926,0
100		10,0	12,25	13,67	16,95	19,1	22,9	25,8	22,5	27,3	29,7	34,35	38,6	41,0
100		2,87	6,75	11,8	25,4	38,1	75,5	141,5	66,7	158,0	237,0	410,0	640,0	926,0
120		10,6	13,1	14,5	17,75	20,15	24,4	27,2	23,8	28,55	31,5	36,6	40,0	41,0
120		3,14	7,35	13,0	27,8	42,0	83,0	155,5	73,1	171,5	271,0	410,0	640,0	926,0
140		11,6	14,25	15,95	19,5	22,15	26,7	29,8	26,0	31,05	35,1	40,0	44,0	46,0
140		3,38	7,95	14,0	30,1	45,3	91,0	166,0	79,4	185,0	270,0	410,0	640,0	926,0
160		12,5	15,3	17,2	21,1	23,95	28,8	31,85	28,15	33,55	37,5	42,0	46,0	48,0
160		3,60	8,45	15,1	32,5	48,5	95,7	176,0	85,9	198,5	297,0	440,0	640,0	926,0
180		13,3	16,6	18,6	22,7	25,6	31,0	33,9	30,2	36,05	40,0	45,0	49,0	51,0
180		3,81	9,15	15,9	34,2	51,5	101,5	187,0	90,0	210,0	310,0	450,0	640,0	926,0
200		14,1	17,75	19,6	23,95	27,25	32,8	35,95	32,05	38,05	42,0	47,0	51,0	53,0
200		4,02	9,61	16,8	36,2	51,0	107,0	198,5	95,0	230,0	340,0	490,0	640,0	926,0
250		14,85	18,65	20,7	25,3	29,1	34,6	38,05	33,8	40,0	45,0	50,0	55,0	58,0
250		4,54	10,7	19,9	40,7	52,0	100,0	180,0	90,0	210,0	310,0	450,0	640,0	926,0
300		16,8	20,9	23,2	28,5	32,0	38,0	41,0	36,0	43,0	48,0	53,0	58,0	61,0
300		5,0	11,8	20,6	44,8	60,0	120,0	210,0	105,0	240,0	360,0	510,0	720,0	926,0
320		18,5	22,95	25,35	31,25	35,0	42,0	46,0	40,0	48,0	54,0	60,0	66,0	70,0
320		5,15	12,2	21,3	46,2	62,0	124,0	220,0	110,0	250,0	370,0	510,0	700,0	926,0
340		19,05	23,7	26,2	32,3	36,0	43,0	47,0	41,0	49,0	55,0	61,0	67,0	71,0
340		5,3	12,6	22,0	47,9	65,0	130,0	240,0	120,0	270,0	400,0	550,0	750,0	926,0
360		19,6	24,45	27,0	33,4	38,0	45,0	49,0	43,0	51,0	57,0	63,0	69,0	73,0
360		5,45	13,3	22,6	49,2	67,0	134,0	250,0	125,0	290,0	420,0	580,0	790,0	926,0
360		20,2	25,15	27,85	34,35	39,0	46,0	50,0	44,0	52,0	58,0	64,0	70,0	74,0

ՔԱՆՎԱՆԻ ԾՅՈՅՑՈՆ ԹՈՒՄՈՒՆԻ ԵՄՄԱՏՈՒՄ ԵՄՄԱՏՈՒՄ ԵՄՄԱՏՈՒՄ ԵՄՄԱՏՈՒՄ ԵՄՄԱՏՈՒՄ



დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი ღია სისტემის მშრალი და სველი კონდენსატადნების დამატება

მიღების პირობითი დამატერი, მმ	კონდენსატადნის უბნებზე ორთქლის კონდენსაციის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა, ვტ				
	მშრალი კონდენსატადნი		სველი ვერტიკალური და ჰორიზონტალური კონდენსატადნი, როდესაც უბნების საერთო სიგრძეა მ-ობით.		
	ჰორიზონტალური	ვერტიკალური	50-200	50-100	100-ზე მეტი
15	4640	6960	32480	20880	9280
20	17400	25520	81200	52200	29000
25	32480	48720	145000	92800	46400
32	78800	116000	313200	203000	98600
40	120640	179800	435000	290000	133400
50	249400	371200	754000	464000	249400
76×3	580000	754000	1740000	1218000	580000
89×3,5	870000	1299200	2610000	1740000	870000
108×4	1450000	2146000	4060000	2668000	1450000

წნევის დანაკარგები ადგილობრივ წინაღობებზე Z კა (დაბალი წნევის ორთქლის სისტემებისათვის)

ორთქლის სიჩქარე, მ/წმ	ადგილობრივ წინაღობათა კოეფიციენტების ჯამი, Σξ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3.0	3	6	9	12	15	17	20	23	26	29
3,5	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
4.0	5,2	10,4	15,6	21	26	31,0	36	41,0	47	52
4,5	6,6	13,2	20	26,6	33,2	40	46,6	53,2	60	66,6
5.0	8,2	16,4	24,6	32,9	41	45,2	57,4	65,6	74	82
5,5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
6.0	11,7	23,4	35,1	46,8	58,5	70,2	82	93,7	105,4	117
6,5	13,7	27,4	21,1	54,8	68,5	82,2	96	109,6	123,3	137
7.0	16	32	48	64	80	96	112	128	144	160
7,5	18,3	36,6	55	73,2	91,5	110	128	146,4	164,7	183
8.0	21	42	63	84	105	125	147	168	189	210
8,5	23,4	46,8	70	93,6	117	140,4	164	187	210,6	234
9.0	26,4	52,8	79,2	105,6	132	158,4	184,8	212,2	237,6	264
9,5	29,4	58,8	88,2	117,6	147	176,1	205,8	235,2	264,6	294
108	32,6	65,2	97,8	130,4	163	195,6	228,2	260,8	293,4	326
10,5	36,	72,2	108	144	180	216	252	288	324	360

გაგრძელება, დანართი 17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
11,0	39,4	78,8	118,2	157,6	197	236,4	278,8	315,2	354,6	39,4
11,5	43	86	129	172	215	258	301	344	387	430
12,0	47	94	141	188	235	282	329	376	423	470
12,5	51	102	53	204	255	306	357	408	459	510
13,0	55	110	165	220	275	330	340	440	490	550
13,5	60	120	240	240	300	360	420	480	540	600
14,0	64	128	192	256	320	384	448	512	576	640
14,5	685	137	205,5	274	324	411	480	548	616,5	685
15,0	73,5	147	220	294	376	441	514	588	661,5	735
15,5	78,5	157	235,5	314	329	471	550	628	706,5	785
16,0	35	167	20	334	471	501	584	668	751,5	835
16,5	88,5	177	265,5	354	424	513	670	708	696,5	885
17,0	94	188	282	376	407	564	658	722	846	940
17,5	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
18	105	210	31,5	422	552	630	735	840	945	1050
19	118	236	854	472	509	710	826	944	1062	1180
20	130	260	390	520	605	780	910	1040	1170	1300
21	144	288	432	576	762	864	1010	1150	1296	1440
22	160	320	480	640	800	960	1120	1280	1440	1600
23	172	344	5,6	688	860	1030	1204	1876	1548	1720
24	190	380	270	760	1000	1190	1360	1570	1710	1900
25	204	408	61,2	816	1020	1224	1428	1630	1836	2010
26	220	440	660	880	1100	1320	1540	1760	1980	2200
27	237	474	710	948	1185	1410	1650	1886	2123	2370
28	256	512	768	1024	1280	1536	1790	2050	2200	2560
29	274	550	720	1100	1370	1640	1920	2190	2470	2740
31	31	62	93	124	155	186	217	248	279	310
32	33	66	100	133	166	200	233	266	300	333
33	36	71	107	142	178	214	249	285	320	356

დანართი 18

წყლის შერალი ნაქერი ორთქლის ფიზიკური თვისებები

წვევა P_3 , მმბ	ტემპერატურა, t , °C	სიმკვრივე, კგ/მ ³		ენთალპია, კჯ/კგ		ორთქლის მოცულობა, მ ³ /კგ
		წყლის ρ'	ორთქლის ρ''	წყლის i'	ორთქლის i''	
0	99,09	959	0,58	416	2677	2261
0,01	101,76	957,5	0,633	427	2681	2254
0,02	104,25	955,3	0,687	438	2685	2247
0,04	108,74	952	0,794	457	2691	2234
0,06	112,73	949	0,9	475	2698	2223
0,08	116,33	946,1	1,005	489	2703	2214
0,1	119,62	943,4	1,109	502	2708	2206
0,12	122,65	941	1,212	515	2712	2197
0,14	125,46	938,7	1,315	527	2716	2189
0,16	128,08	936,5	1,417	538	2720	2182
0,18	130,55	934,5	1,52	550	2724	2174
0,2	132,88	932,3	1,622	558	2726	2168
0,25	138,19	927,7	1,873	581	2734	2153
0,3	142,92	923,4	2,124	602	2740	2138
0,35	147,2	919,5	2,373	620	2745	2125
0,4	151,11	915,9	2,62	637	2750	2113
0,5	158,08	909,3	3,111	668	2758	2090
0,6	164,17	903,3	3,6	694	2765	2071
0,7	169,61	897,8	4,085	718	2770	2052
0,8	174,53	892,7	4,568	739	2775	2036
0,9	179,04	888	5,051	759	2779	2020
1	183,2	883,5	5,531	779	2788	2004

ლიტერატურა

1. ლარჩია გ. ი. გათბობა და ვენტილაცია. I ნაწილი. გათბობა. გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, 1967.
2. რატიანი გ. ვ., გრძელიძე ვ. ვ. სამშენებლო თბოფიზიკა. გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, 1979.
3. Каменев П. Н., Сканава А. Н., Богословский В. Н., Егназаров А. Г., Шеглов В. П. Отопление и вентиляция. часть I. отопление. М. строиниздат, 1975.
4. Сканава А. Н. Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. М. Строиниздат, 1983.
5. Справочник проектировщика. Отопление, водопровод и канализация. издак. 3-е М., строиниздат, 1975.
6. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1982.
7. Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А. Расчет систем центрального отопления. Киев, «Вища школа», 1975.
8. СНиП 2.04.05—86. Отопление, вентиляция и кондиционирование.. Госстрой СССР, М., 1987.
9. СНиП 11-3--79**, ч. 11, глава 33. Строительная теплотехника. М., 1986.

ავტორისაგან

ავტორისაგან	3
I. თავი. შესავალი	5
§ 1. 1. გათბობის დანიშნულება	6
§ 1. 2. გათბობის ტექნიკის განვითარება	7
II. თავი. გათბობის სისტემების დახასიათება	10
§ 2. 1. სათბობი დანადგარისადმი წაყენებული მოთხოვნები	10
§ 2. 2. გათბობის სისტემების კლასიფიკაცია	11
§ 2. 3. გათბობის თბომომცველების დახასიათება	22
III. თავი. შენობის თბური რეჟიმი	29
§ 3. 1. გათბობის ფიზიოლოგიური ზემოქმედება	30
§ 3. 2. თბოცვლა სათავეებში ცივ და ცხელ ზედაპირებთან და შემომზღუდი კონსტრუქციის გარე ზედაპირთან	33
§ 3. 2. 1. თბოცვლა სათავეებში ცხელ და ცივ ზედაპირებთან	33
§ 3. 2. 2. თბოცვლა შემომზღუდი კონსტრუქციის გარე ზედაპირთან	36
§ 3. 3. წლის ცივი პერიოდის კლიმატის მახასიათებლები	37
§ 3. 4. თბური რეჟიმის უზრუნველყოფა	38
§ 3. 5. შემომზღუდი კონსტრუქციებიდან სითბოს სტაციონალური გადაცემა	40
§ 3. 6. შემომზღუდი კონსტრუქციების თბომდგრადობა	44
§ 3. 6. 1. შემომზღუდი კონსტრუქციების თბომდგრადობა სათავესში ტემპერატურის და თბური ნაკადების რხევების მიმართ	45
§ 3. 6. 2. შემომზღუდი კონსტრუქციის თბომდგრადობა გარე ჰაერის ტემპერატურის რხევის გამჟოლი შედწვევის მიმართ	47
§ 3. 7. ჰაერშედწვეადობის და მასალის ტენიანობის გავლენა შემომზღუდი კონსტრუქციების თბოგაცემაზე	49
§ 3. 7. 1. ჰაერის ფილტრაციის გავლენა თბოგაცემაზე	50
§ 3. 7. 2. მასალის ტენიანობის გავლენა თბოგაცემაზე	50
§ 3. 8. შემომზღუდი კონსტრუქციების დაციითი თვისებები	51
§ 3. 8. 1. შემომზღუდი კონსტრუქციის საჰირო თერმული წინაღობა	53
§ 3. 8. 2. შემომზღუდი კონსტრუქციის ოპტიმალური თერმული წინაღობა	56
§ 3. 8. 3. შემომზღუდი კონსტრუქციების დაყვანილი თერმული წინაღობა	58
§ 3. 8. 4. შემომზღუდი კონსტრუქციების საჰირო თბომდგრადობა	60
§ 3. 8. 5. შემინული ზედაპირების და კარებების თბური დაცვა	62
§ 3. 8. 6. შემომზღუდი კონსტრუქციების საჰირო ჰაერი- და ტენდაც-	

	ეთი თვისებები	63
§ 3. 9.	სათავისის თბომდგრადობა	64
IV	თ ა ვ ი. გათბობის სისტემის თბური ხიმამლავერე	68
§ 4. 1.	სათავისის თბური ბალანსი	68
§ 4. 2.	სათავისის თბოდანაქარგები	69
§ 4. 3.	გრუნტზე განლაგებული იატაკების თბოდანაქარგები	70
§ 4. 4.	შემომზღული კონსტრუქციების ფართობის აზომვა	74
§ 4. 5.	დანამატები ნორმალურ თბოდანაქარგებზე	76
§ 4. 6.	თბოდანაქარგები სათავსში ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის სეთობობაზე	80
§ 4. 7.	სითბოს ხარჯი ცივი მასალების შეთობობაზე და სითბოს გამოყოფა სათავსში	85
§ 4. 8.	სათავსში სათბობის მოწყობილობების თბური ეფექტურობა და გათბობის სისტემის დაყენებული სიმძლავრის შერჩევა	89
§ 4. 9.	შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი და თბოდანაქარგები გამსხვილებული საზომით	90
§ 4.10.	გათბობის სისტემის თბური სიმძლავრის გამოყენება და სითბოს წლიური ხარჯი გათბობაზე	92
V	თ ა ვ ი. გათბობის სისტემის შერჩევა	96
§ 5. 1.	მუდმივი და ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობების გათბობის სისტემის შერჩევა	96
§ 5. 2.	გათბობის სისტემის შერჩევის დამატებითი პირობები	100
§ 5. 3.	ცვალებადი თბური რეჟიმის მქონე შენობების გათბობის სისტემის შერჩევის თავისებურებანი	102
VI	თ ა ვ ი. წყლით გათბობა	107
§ 6. 1.	წყლით სათბობი სისტემების პრინციპული სქემები	107
§ 6. 2.	სათბობი ხელსაწყოები და მათდამი წაყენებული მოთხოვნები	114
§ 6. 3.	სათბობი ხელსაწყოების ძირითადი სახეები	116
§ 6. 4.	სათბობი ხელსაწყოს შერჩევა და მისი განლაგება სათავსში	124
§ 6. 5.	სათბობი ხელსაწყოების მიერთება თბოსადენებთან	128
§ 6. 6.	თბოსადენები და მათი განლაგება შენობებში	131
§ 6. 7.	საფართოებელი კურკელი	139
§ 6. 8.	ჰაერის გადაადგილება, მოგროვება და გაყვანა	146
§ 6. 9.	გათბობის სისტემები წყლის ბუნებრივი ცირკულაციით	151
§ 6.10.	წყლით სათბობ სისტემებში წნევის გაანგარიშება	154
§ 6.10. 1.	საცირკულაციო ტუმბოს წნევა	154
§ 6.10. 2.	შემრევი დანადგარების საცირკულაციო წნევა	162
§ 6.11.	წნევის დინამიკა გათბობის სისტემებში	170
§ 6.11. 1.	წნევის დინამიკა საფართოებელი კურკლის მქონე გათბობის ადგილობრივ სისტემაში	172
§ 6.11. 2.	საფართოებელი კურკლის მქონე გათბობის რაიონული სისტემის წნევის დინამიკა	183
§ 6. 11 .3.	წნევის დინამიკა გათბობის სისტემაში საფართოებელი კურკლის გარეშე	188
§ 6.11. 4.	წნევის დინამიკა გათბობის იმ სისტემაში, რომელსაც გააჩნია ორი საფართოებელი კურკელი	191

§ 6.12. ბუნებრივი საციკულაციო წნევა	197
§ 6.13. ბუნებრივი საციკულაციო წნევა გათბობის ერთმილოვან და ორმილოვან სისტემებში	200
§ 6.13. 1. ვერტიკალური ერთმილოვანი სათბობი სისტემები	200
§ 6.13. 2. ვერტიკალური ორმილოვანი სათბობი სისტემები	209
§ 6.13. 3. ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სათბობი სისტემები	212
§ 6.13. 4. ჰორიზონტალური ორმილოვანი სათბობი სისტემები	213
§ 6.14. საანგარიშო საციკულაციო წნევა	214
§ 6.15. წყლით სათბობი სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	218
§ 6.16. წნევის დანაკარგები ხახუნზე	219
§ 6.17. წნევის დანაკარგები ადგილობრივ წინაღობებზე	225
§ 6.18. ჰიდრავლიკური გაანგარიშების ხერხები	227
§ 6.19. გათბობის სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგების მიხედვით	234
§ 6.20. გათბობის სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება წინაღობის მახასიათებლის მიხედვით	258
§ 6.21. უნიფიცირებულ ელემენტებიანი ერთმილოვანი სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	272
§ 6.22. ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების ჰიდრავლიკური გაანგარიშების თავისებურებანი	288
VII თავი. სათბობი ხელსაწყოების თბური გაანგარიშება	292
§ 7. 1. სათბობი ხელსაწყო თბოგაცემის კოეფიციენტი	292
§ 7. 2. ხელსაწყო ეკვივალენტური ხურების ფართობი	307
§ 7. 3. სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართობის გაანგარიშება	312
§ 7. 4. სათბობი ხელსაწყოების ელემენტების რიცხვის განსაზღვრა	318
VIII თავი. ორთქლით გათბობა	327
§ 8. 1. ორთქლით სათბობი სისტემის მოქმედების პრინციპი	327
§ 8. 2. ორთქლის სათბობი სისტემების კლასიფიკაცია	329
§ 8. 2. 1. დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები	329
§ 8. 2. 2. დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი ერთმილოვანი სისტემები	333
§ 8. 2. 3. მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები	334
§ 8. 2. 4. ვაკუუმ-ორთქლოვანი სისტემები	337
§ 8. 3. ორთქლის წნევის შერჩევა და სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	338
§ 8. 3. 1. დაბალი წნევის ორთქლსადენების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	339
§ 8. 3. 2. მაღალი წნევის ორთქლსადენების ჰიდრავლიკური გაანგარიშება	340
§ 8. 3. 3. კონდენსატსადენების დიამეტრის განსაზღვრა	342
35. გ. დარჩია.	345

§ 8. 4. ორთქლით სათბობი სისტემების მოწყობილობა	351
§ 8. 5. ორთქლით სათბობი სისტემების დადებითი და უარყოფითი მხარეები	356
§ 3. 6. გათბობის ორთქლწვლიანი სისტემები	357
IX თავი. ჰაერით გათბობა	360
§ 9. 1. ჰაერით გათბობის ღედააზრი და უმთავრესი სქემები	360
§ 9. 2. გათბობისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა და ტემპერატურა	364
§ 9. 3. ადგილობრივი ჰაერით გათბობა	368
§ 9. 4. სარეცირკულაციო ჰაერშემთბობები	379
§ 9. 5. ცენტრალური ჰაერით გათბობა	388
§ 9. 6. ცენტრალური ჰაერით სათბობი სისტემების გაანგარიშების თავისებურებანი	393
§ 9. 7. საჰაერო-თბური ფარდები სამოქალაქო შენობების შესასვლელებში	399
X თავი. პანელურ-სხივური სათბობი სისტემები	403
§ 10. 1. სხივური სათბობი სისტემების თავისებურებანი	403
§ 10. 2. კომფორტის პირობები კონვექციური და პანელურ-სხივური გათბობისას	406
§ 10. 3. სათაფლების თბოდანაკარგების გაანგარიშება პანელურ-სხივური გათბობისას	409
§ 10. 4. სათბობი პანელების ფართობი და მათი დასაშვები ზედაპირული ტემპერატურა	416
§ 10. 5. სათბობი პანელების კონსტრუქციები	423
§ 10. 6. სათბობი პანელების მილსადენები	433
§ 10. 7. სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა	435
§ 10. 8. ფანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებული სათბობი პანელის თბოგაცემის გაანგარიშება	463
§ 10. 9. ჰერის და იატაკის სათბობის პანელის თბოგაცემის გაანგარიშება	463
§ 10.10. სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტება და მონტაჟი	473
XI თავი. გათბობის ადგილობრივი სისტემები	475
§ 11. 1. გათბობა ღუმლით	475
§ 11.2. ღუმლების კლასიფიკაცია	476
§ 11. 3. სათბობი	478
§ 11. 4. სათბობის წვის პროცესი	480
§ 11. 5. ღუმლის საცეცხლისი	482
§ 11. 6. სითბოტევადი ღუმელი	487
§ 11.7. არასითბოტევადი ღუმელი	491
§ 11. 8. ღუმლის საძირკველი	492

§ 11. 9. ღუმლის წყობა	493
§ 11.10. საკვამლე მილი და არსი	494
§ 11.11. ღუმლის და საკვამლე მილის მიერ შექმნილი წნევა	496
§ 11.12. ხანძარსაწინააღმდეგო ღონისძიებანი	499
§ 11.13. გათბობა აირით, აირით სათბობი სისტემების კლასიფიკაცია	499
§ 11. 14. აირის გამოყენება ღუმელურ გათბობაში	499
§ 11.15. აირით სათბობი ადგილობრივი ხელსაწყოები	501
§ 11.16. გათბობა ელექტროენერგიით	505
§ 11.17. ელექტრონით საბობი ხელსაწყოების განგარიშება	508
დანართი	513
ლიტერატურა	542