

კრებპორები და ავტო-პორები

საავტოგრაფიო კრებპორის თეორია
და პრაქტიკა

მეხაბე ვადაშვილთან ერთად

საქართველოს სსრ სახალხო განათლებას სამინისტროს
მერ დატკიცებულია სახელმძღვანელოდ სასოფლო-
სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის
მექანიზაციის ფაკულტეტის სტუდენტებისათვის

წინამდებარე სახელმძღვანელოში განხილულია საავტოტრაქტორო ტიპის დგუშიანი შიგაწვის ძრავების თეორიისა და გაანგარიშების საკითხები. კერძოდ, მოცემულია ძრავას თბური გაანგარიშების საფუძვლები, მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი და ძირითადი ნაწილების გაანგარიშება; განხილულია აგრეთვე ძრავას დამხმარე მექანიზმები და სისტემები.

სახელმძღვანელოში შეტანილი საავტომობილო და სატრაქტორო ტიპის დგუშიანი შიგაწვის ძრავების თეორიისა და გაანგარიშების საკითხები შეესაბამება ამ საგანში დამტკიცებულ პროგრამას. წიგნი დაწერილია საზომ ჯრთულთა საერთაშორისო სისტემის მიხედვით. ზოგიერთი საკითხის განხილვის დროს ახალთან ერთად ფრჩხილებში ნაჩვენებია ძველი განზომილებებიც.

წინა გამოცემებთან შედარებით პირველ თავში დამატებულია § 6, რომელიც შეეხება სხვადასხვა ტიპის ძრავების აღწერას. შეტანილია აგრეთვე ახალი V თავი — „შიგაწვის ძრავას ჩაბერვა“.

წიგნი განკუთვნილია სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მექანიზაციის დარგში ინჟინერთა მოსამზადებლად (სპეციალობა № 05410).

რ ე ც ე ნ ზ ე ნ ტ ე ბ ი :

ტექნიკურ მეცნიერებათა დოქტორი, პროფესორი გ. ხ ა ნ თ ა ძ ე

ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, დოცენტი ვ. ო ქ რ ო პ ი რ ი ძ ი

შესავალი

თანამედროვე ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ძირითადად გამოიყენება შიგაწვის ძრავა, რომელიც თბური ძრავების ჯგუფს მიეკუთვნება. ასეთი ძრავას დამახასიათებელი თვისება ისაა, რომ მასში საწვავის წვა უშუალოდ სამუშაო ცილინდრში ხდება, რაც მის კომპაქტურობას განაპირობებს.

ახლანდელი შიგაწვის ძრავას პრაქტიკიში შეიქმნა გასული საუკუნის სამოციან წლებში, რასაც წინ უსწრებდა ბევრი გაშვებონება და ცდა. ამათგან პირველ რიგში უნდა დაეასახელოთ ლინჯარას მიერ შექმნილი საწვავი აირით მომუშავე ძრავა, რომელიც წინასწარი კუმშვას გარეშე მუშაობდა.

ლენუარის ძრავას ცილინდრში საწვავი ნარევის შეშვება დგუშის დაახლოებით $\frac{1}{3}$ სვლის განმავლობაში ხდებოდა; დგუშის შემდეგი გადაადგილების პერიოდში საწვავი ნარევი იწყებდა წვას და გაფართოებას. დგუშის უკუსვლა გამოიყენებოდა ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოსადგენად. ამგვარად, დასახელებულ ძრავაში მუშა პროცესის ყოველი ციკლი დგუშის ორ სვლას ანუ ორ ტაქტს მოითხოვდა.

იმის გამო, რომ ლენუარის ძრავაში საწვავი ნარევის წინასწარი კუმშვა არ ხდებოდა, ის ავითარებდა მცირე სიმძლავრეს და იძლეოდა მეტად დაბალ მარგი ქმედების კოეფიციენტს. ამის შედეგად წინასწარი კუმშვის გარეშე მომუშავე ძრავები პრაქტიკაში არ რაინერგა.

რამდენიმე ათეულმა წელმა განვლო, ვიდრე გამოშვებულები და ინჟინრები მიხვდებოდნენ, რომ ძრავას მაღალი მაჩვენებლების მისაღწევად აუცილებელია აალებამდე საწვავი ნარევის წინასწარი შეკუმშვა. თითქმის ერთდროულად ეს პირობა თეორიულადაც დამტკიცდა და შეიქმნა შიგაწვის ძრავების სწრაფი განვითარებისა და მრეწველობაში მათი ფართო გამოყენების შესაძლებლობანი, რაც პრაქტიკულად ძალიან სწრაფად იქნა რეალიზებული.

განსაკუთრებით მნიშვნელოვანი იყო აირით მომუშავე ოთხტაქტიანი ძრავას შექმნა, რომლის საერთო პრინციპები დამუშავა ფრანგმა ინჟინერმა ბო-დე-როშამ, ხოლო პრაქტიკულად განახორციელა გერმანელმა ვაჰარმა ოტტომ. 1879 წელს რუსმა მეცნიერმა ი. კოსტოვიჩმა შექმნა ბენზინით მომუშავე ძრავა.

გარდატეხის პერიოდად უნდა ჩაითვალოს 1897 წელი, როდესაც

რ. დიზელმა შექმნა ძრავა, რომლის ცილინდრში შეიწოვებოდა სუფთა პაერი, ხოლო საწვავი, ცილინდრში მძლავრად შეკუმშულ და გაცხელებულ პაერში შეფრქვევის გამო, თვითაალებით იწყებდა წვას.

ასეთი ძრავას შექმნაში დიზელი ხელმძღვანელობდა იმ მოსახრებებით, რომ ცილინდრში სუფთა პაერის შეშვებით შეიქმნებოდა მისი ძლიერი კუმშვის შესაძლებლობა, რაც წინასწარ გამზადებული საწვავი ნარევის შეკუმშვის დროს თვითაალებისა და დენოტაციის წარმოქმნის გამო ჩვეულებრივ პირობებში შეუძლებელია; ძლიერი კუმშვა კი (ე. ი. მაღალი კუმშვის ხარისხი) ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესების საუკეთესო საშუალებაა და მისი განვითარების პერსპექტივებს ქმნის.

ამჟამად სახალხო მეურნეობაში გვხვდება როგორც ბენზინით მოშუავე კარბურატორიანი ძრავები, ასევე დიზელის ძრავები. განსაკუთრებით ვრცელდება დიზელები, რამელთა წარმოება ყოველწლიურად მატულობს.

დღუშინი შივაწვის ძრავები ზუღმივი განვითარების პროცესში იმყოფება. თუ, მაგალითად, ექსპლოატაციისათვის გამოსადეგი პირველი შივაწვის ძრავას სიმძლავრე იყო დაახლოებით 3 ცხ. ძალა, ახლა ჩვენ გვხვდება დიზელები, რომელთა აგრეგატული სიმძლავრე შეადგენს რამდენიმე ათას ცხენის ძალას.

მნიშვნელოვნად გაიზარდა სატრანსპორტო შივაწვის ძრავების ბრუნთა რიცხვი. ამჟამად გვხვდება საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავები, რომელთა ბრუნთა რიცხვი შეადგენს 4500-5000 ბრ/წთ.

საწვავი აირით მომუშავე პირველი ძრავებისათვის სითბოს ექარნი ხარჯი შეადგენდა საშუალოდ 28000 კვ/კვტსთ, თანამედროვე ძრავებში კი ის არ აღემატება 8500 კვ/კვტსთ-ს. დაახლოებით 250-ჯერ შემცირდა ძრავას კუთრი მასა, ხოლო ლიტრული სიმძლავრე გაიზარდა თითქმის 100-ჯერ.

საწვავის ხარჯის მხრივ დიდი მიღწევა იყო დიზელის ძრავას შექმნა. პირველი დიზელის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეადგენდა 26,2%; ამჟამად არსებობს ჩაბერვის მქონე დიზელი, რომლის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი 45,5%ა. რაც შეეხება ბენზინით მომუშავე ძრავებს, მათთვის საწვავის კუთრი ხარჯი შემცირდა დაახლოებით 610-680 გ/კვტსთ-დან 280-300 გ/კვტსთ-მდე.

ამრიგად, დღუშინამ შივაწვის ძრავა? განვითარების დიდი გზა გავლო და მისი მექანიზმების უმრავლესობამ უდიდეს ს. კლუოფას მიიღწია. მიუხედავად ამისა ჯერ კიდევ არსებობს მათი გაუმჯობესებას რეზერვები. ამ თვალსაზრისით შეიძლება დაეასახელოთ: ჩაბერვის ფართო გამოყენება, საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის გაუმჯობესება, ცილინდრში აირის შეშვები და გამოშვები სისტემების გაუმჯობესება,

ახალი მასალების (მათ შორის კერამიკული მასალების) - გამოყენებით ძრავას მუშაობის ხანგრძლივობისა და სიიმედობის გადიდება და სხვა. განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს დგუშის რგოლების მუშაობის ხანგრძლივობის გადიდებას.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ღიზელს მნიშვნელოვანი უპირატესობანი აქვს, რაც ძირითადად მის მაღალ ეკონომიურობასა და შედარებით იაფფასიანი საწვავის გამოყენებაში გამოდისახება. მიუხედავად ამისა, სპეციალისტები ვარაუდობენ, რომ ღიზელი კარბურატორიან ძრავას მთლიანად მაინც ეერ გამოდევნის გამოყენებიდან, რადგანაც ნავთობის ვადამუშევების დროს, როგორადაც უნდა წარმართოს ეს პროცესი, მაინც დარჩება მსუბუქი ფრაქციების (ბენზინის) განსაზღვრული რაოდენობა და, მაშასადამე, მას თავისი მომხმარებელი დაჰკარდება. ამას ისიც ემატება, რომ თანამედროვე რეაქტიული ავიაცია ძირითადად ნავთს იყენებს.

უნდა ვიფიქროთ, რომ მრმაველში ღიზელები ჯერ კიდევ გამოყენებული იქნება ტრაქტორებისა და მძიმე სატვირთო ავტომობილებისათვის, ხოლო ბენზინით მომუშავე ძრავა ისევ შეინარჩუნებს უპირატეს გამოყენებას მსუბუქ ავტომობილებში. კარბურატორიანი ძრავა უფრო მსუბუქია და აგრეთვე უფრო ადვილია მისი აპუშავება.

მომავალში საავტოტრაქტორო შიგაწვის ძრავების კონსტრუქტებად შეიძლება მივიჩნიოთ როტორული და აოტოტრანზენლა ძრავები,

როტორული შიგაწვის ძრავების უპირატესობა ისაა, რომ მათში უკუტყუპკა-წიხსვლითი მონარობაში მყოფი ნაწილები არ გვხვდება, რაც ქმნის მათი კარგი შეწონასწორების შესაძლებლობას. გარდა ამისა, როტორული ძრავები კომპაქტურია და მსუბუქი.

უკანასკნელ წლებში საკმაოდ გავრცელდა ვინკლის ტიპის როტორული ძრავები. ზოგაერთი ფირმა უშეცებს მსუბუქ ავტომობილებს ვინკლის როტორული ძრავათ.

დიდი ხანია მიმდინარეობს მუშაობა ავტომობილებისათვის აირტურბინული ძრავის გამოყენებისათვის. სხვადასხვა ქვეყნებში უშეცებს მანკახებს ამათი ძრავებით. მიუხედავად ამისა ჯერ კიდევ არა გარკვეული ისეთი ძრავა ფართოდ გავრცელდება თუ არა საავტოტრაქტორო მრეწველობაში. საჭკე ის არის, რომ აირტურბინული ძრავა რთული და დიდა ზომის აბთომცვლელების გარეშე მეტად დაბალი ეკონომიურობით: ხასაათდება, ხოლო სითბომცვლელების გამოყენება მნიშვნელოვნად ზრდის დანაჯარის ვაბარღებს. გარდა ამისა, აირტურბინული ძრავა მნიშვნელოვან ხმურის იწვევს და არც მუშაობის დიდო ხანგრძლივობით გამოირჩევა.

გავრცეველია აგრეთვე საავტოტრაქტორო მრეწველობაში ისეთი

ძალური დანადგარის გამოყენების პერსპექტივები, რომელიც შედგება აირის თავისუფალდგუშობიანი გენერატორისა და ტურბინისაგან.

უკანასკნელ წლებში ძალიან მწვავედ დადგა საკითხი იმის შესახებ, რომ საავტომობილო ძრავებიდან გამობოლქვილი ნამუშევარი აირი მნიშვნელოვნად აჭუჭყიანებს ატმოსფერულ ჰაერს და მავნე გავლენას ახდენს მოსახლეობაზე. ეს საკითხი განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია დიდი ქალაქებისათვის. სადაც მოძრაობს უამრავი ავტომობილი. საკითხი იმით უფრო მწვავედება, რომ მინქანების რაოდენობა სისტემატურად მატულობს და, წაშასადამე, ძრავიდან გამობოლქვილი აირების მავნე გავლენა სისტემატურად იზრდება. ეს საკითხი იმდენად სერიოზულ სახეს ღებულობს, რომ მეცნიერებისა და ტექნიკის სახელმწიფო კომიტეტი განსაზღვრა კვლევების დიდი მოცულობა, რაც უნდა ჩატარდეს ამ მიმართულებით და ამავე მიზნებისათვის გახსნა საპეციალური სამეცნიერო დაწესებულება.

ზოგი ფიქრობს, რომ საკითხის რადიკალური გადაწყვეტა უნდა ვეძებოთ ელექტრომობილების შექმნაში, სადაც არ წარმოებს ტექსტიური აირების წარმოქმნა და, მაშასადამე, გამოირიცხულია ატმოსფერული ჰაერის მოწამულა. ეს პართლაც ასე იქნებოდა, რომ ელექტრომობილების განვითარება არ იყოს შეზღუდული ელექტროდენის კომპაქტური წყაროს შექმნის სირთულით.

1930-იან წლებში შექმნილი პირველი ელექტრომობილებისათვის იყენებდნენ ტყვიანი აკუმულატორებს, რომლებიც ავითარებდნენ მხოლოდ 16 ვატ-საათს ყოველ კილოგრამზე და 40 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობას დროს უზრუნველყოფდნენ აკუმულატორის ხელახლად დატვირთვამდე გარბენას 50—65 კმ (აკუმულატორის ხელახლად დატვირთვას კი სჭირდებოდა 8—10 საათი). ასეთ მანქანებს, რა თქმა უნდა, არ შეეძლო კონკურენცია გაეწია მაშინდელი შიგაწვისძრავიანი ავტომობილებისათვის, რომელთა ძრავები ავითარებდნენ დაახლოებით 2400 ვატ-საათს ყოველ კილოგრამზე და საწვავის ავზის ერთი შევსებით უზრუნველყოფდნენ 300—500 კმ გარბენას.

საკითხი ელექტრომობილების შესახებ ხელახლა დაისვა 1960-იან წლებში. ამის საფუძველს წარმოადგენდა ის დიდი სამუშაოები, რომლებიც წარიმართა ტყვიანი აკუმულატორების განვითარებისა და ახალი ტიპის აკუმულატორების შექმნისათვის.

ამჟამად უკვე შექმნილია აკუმულატორები ვერცბლისა და თუთიის გამოყენებით, რომლებიც ავითარებენ 80—120 ვატ-საათს ყოველ კილოგრამზე, მაგრამ მათი გამოყენება შეზღუდულია მაღალი საწყისი ღირებულებით.

არსებობს ნატრი-გაიკირდისა და ლითიუმ-ქლორის აკუმულატორებიც. ექსპერიმენტული ნიმუშები (300—500 ვატ-სთ კილოგრამზე), რომ-

შიგაწვის ძირითადი ნიშნის ასეთი წესით წარმოება ჯერჯერობით უკონოპირად მიუღებელია.

დიდ იმედებს აკრავს წელი, დაშლისათვის ატომური ელექტროსადგურების აკრებულ სიბრტყეს გამოყენებაზე. ვარაუდობენ, რომ მომავალი საუკუნის დასაწყისში მოხერხდება იაფი წყალბადის ძილება და მისი თერაპიულ გამოყენება ძრავებში.

ამრიგად, სადღესოდ თანამედროვე ავტომობილებისა და ტრაქტორებისათვის ენერგეტიკულ საშუალებად ისევე რჩება დეჟენერირებული შიგაწვის ძრავები, რომელთა შორის დიდი უპირატესობა აქვს ობიექტურ ძრავებს. აინათან დაკავშირებით წინამდებარე წიგნში ძირითადად სწორედ ასეთი ტიპის ძრავებს თეორიის საკითხები განვიხილავთ.

შიგაწვის ძრავების თეორიის განვითარების დასაწყისად შეიძლება მივიჩნიოთ მიმდინარე საუკუნის პირველი ათეული.

1906 წელს ჰოსტის უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლის პროფესორმა ე. გრინგვეციმ დაამუშავა შიგაწვის ძრავის თბური გაანგარიშების მეთოდი და ამით საფუძველი ჩაუყარა ძრავების ზოგად თეორიას. შედეგში ეს თეორია განავითარეს და გაამდიდრეს პირველხარისხოვანი გამოკვლევებით პროფესორებმა ე. მაზინგმა, ნ. ბრილინგმა, ე. ჩუკაიკმა, ბ. სტრეკინმა, პ. სოროკინოვიციმ, ბ. ლიბოვიჩმა, ე. პეტროვიჩმა, ა. ხარლინმა, დ. ვირუბოვიჩმა და სხვ.

ლ. მარტენსმა, ე. ლევიჩმა, ლ. კლიმენკომ, ა. მალიაინსკიმ, რ. კინასოვიჩმა და სხვ. — შეისწავლეს ძრავის დინამიკის საკითხები და გამოიმუშავეს მისი ნაწილების სიმტკიცის ვანგარეშების მეთოდები.

საავტორიტეტო ძრავების დარგში გამოკვლევები საქართველოში დაიწყო 1936 წელს. ეს გამოკვლევები ძირითადად ეხებოდა ძრავების მუშაობას მაღალმთიან პირობებში და იმ ღონისძიებების დამუშავებას, რომლებიც აღმოჩნდებოდა ძრავის მაჩვენებლებს ასეთ პირობებში მუშაობის დროს.

დამუშავდა აგრეთვე სასიმალო პირობებში მომუშავე ძრავის თბური გაანგარიშების მეთოდი და კარბურატორიანი ძრავისათვის დადროსელების თეორია. შეიქმნა ძრავა კუმშვის ხარისხის ავტომატური ევალებადობით.

უცხოელ მეცნიერთაგან, რომლებმაც თავიანთი მნიშვნელოვანი გამოკვლევებით გაამდიდრეს შიგაწვის ძრავების თეორია, პირველ რიგში უნდა დავასახელოთ გ. ვიულდნერი, გ. რიკარდო, დ. პაი, ა. კოჩი, ფ. ზასი, ე. ხელდტი და სხვ.

საქართველოში კრავის უზღავს თეორია

თავი 1

**დღუშინი უზღავსი კრავს ძირითადი
ხევა და ტიპის**

შიგაწვის ძრავებს მეკლავნება დღუშინი უზღავსი ძრავები, ანის ტორბინები და თანდეროვი რეაქტიული ძრავები. ყველა ამ ძრავში, განსხვავებით ორთქლის ძრავსაგან, საწკავის წვა ძრავს შიგნით წარმოებს. ამის მიხედვითაა წარმოდგარი მათი სახელწოდება.

ქვემოთ განვიხილავთ მხოლოდ დღუშინი უზღავსი ძრავებს.

დღუშინი ძრავში საწკავის წვა მის ცილინდრში წარმოებს, რის განსაკუთრებულია, რომ წვან ერთად ცილინდრს ეანვბაღი ცილინდრში. უზღავსი ცილინდრში სუფია ეანვბაღის რივიდუა განთავსებულია საწკავის გად შეტბულად სწრაფ წვას, წვას შეტბ მკვირ წვას და ძრავს ნახევრებს და წვანებასა და მკვირს. ამ უზღავსებში თვიღნ საცოლულად ცილინდრში სუფია ეანვბაღის მივირ ატმოსფერულ პავრა მკვირ. ცილინდრს ეანვბაღთან ერთად იხერტულ მკვირს შვიცავს და მის ვაპრ. წვს დასანვებ სიჩქარეს იწვავა.

სუფია ეანვბაღის მივირ ატმოსფერულა პავრის ვანვბაღი ითავდა ხელსაყრელი, რომ ასეთ შენახეველი ქლიერ მარტავს და ძრავს ევების სისტემა.

საქირთა შევანსით, რომ წვისათვის ატმოსფერული პავრის ვაპრევენება შემთხვიანს. წვის საღრველ სიჩქარეს რეალწვეთ რილილდ მაინ, თუ საწკავი კარვად იქნება გაფრეული და შეწკავი პავრთან ან, რეგორც, ანბობენ. კარვად იქნება შეწკავებული საწკავი ნარევი. წინააღმდეგ შემთხვევაში წვის სიჩქარე იმდენად სწრაფ იქნება, რომ ძრავი ვერ იმუშავებს ან იმუშავებს იღლი მარევენობით.

ამასთან დაკავშირებით ძრავს შექმნის დროს ატმოსფერული ვაპრევენებული ყორადღეა მივირეს წრავის შექმნისა და წვის ძრავების სწორი ორგანიზაციას.

საქმე ამით რთულდება, რომ ნარევის შექმნისა და წვის დროს

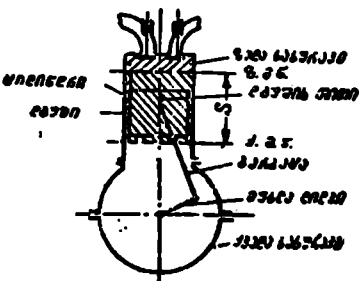
განკუთვნილი დრო მეტად მცირეა. და წაშლის მესამედი და მეათასედი ნაწილებით გაიზომება. ეს დრო ნელსვლიან ძრავებშიც კი ძალიან მცირე გამოდის. მაგალითად, სტაციონარულ დიზელში, რომლის ბრუნთა რიცხვი შეადგენს 120 ბრ/წთ, ის არ აღემატება 0,03 წამს. სწრაფსვლიან დიზელში, მაგალითად, მაშინ, როცა მისი მუხლა ლილვი ბრუნავს 2000 ბრ/წთ სიჩქარით, ნარევის შექმნისა და წვის პროცესისათვის დრო დაახლოებით 0,002 წამს შეადგენს. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად ეს დრო კიდევ უფრო მცირდება.

აღსანიშნავია, რომ ამ თვალსაზრისით დიზელთან შედარებით კარბურატორიანი ძრავა უკეთეს პირობებშია, რადგანაც იქ ეს დრო 5—6-ჯერ უფრო მეტია.

შიგაწვის ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა და წვის პროცესი სხვადასხვანაირად შეიძლება განხორციელდეს. ამის გამო პრაქტიკაში გვხვდება სხვადასხვა ტიპის ძრავები. ამასთანავე, დღუშიანი ძრავას ძირითადი სქემა ყველა შემთხვევაში უცვლელი რჩება და ხასიათდება მუდმივი თვისებებით.

§ 1. დღუშიანი ძრავის ძირითადი ხაზა

შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა (ნახ. 1) შეიცავს: მუშა ცილინდრს, დღუშს შემამუქრობებელი რგოლებითა და თითო; ბარბაცას, მუხლა ლილვსა და ცილინდრის ქვედა და ზედა სახურავებს.



ნ.ხ. 1.. დღუშიანი შიგაწვის ძრავის ძირითადი სქემა.

დღუშიანი შიგაწვის ძრავას ზედა სახურავში ან ცილინდრის კედელში აქვს ხერეტილები, საიდანაც წარმოებს ცილინდრში ახალი მუხტის შეშვება და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირების გამოშვება.

დღუშიანი შიგაწვის ძრავას სქემის ძირითადი თვისება ისაა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს

დღუში ასრულებს უკუქცევით-წინსვლით მოძრაობას ზედა მკვდარ წერტილსა (ზ. მ. წ.) და ქვედა მკვდარ წერტილს (ქ. მ. წ.) შორის. დღუშის ასეთი მოძრაობა იწვევს ცილინდრის შიგნით (დღუშსა და ზედა სახურავს შორის) მოცულობის პერიოდულ ცვალებადობას და ამით ქმნის მუშა პრაცესის განხორციელების საშუალებას.

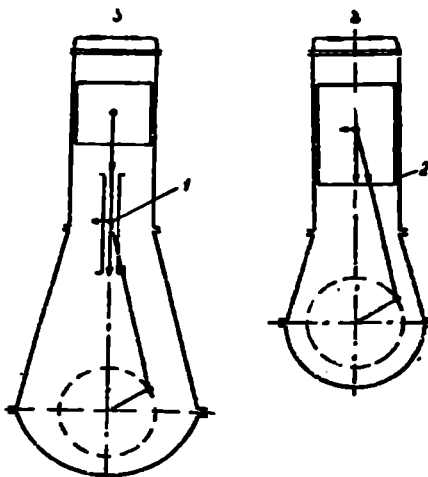
ცხადია, დღუშის უკუქცევითი მოძრაობა წარმოქმნის აჩქარებებს

და, მაშასადამე, ინერციის ძალებს, რომლებიც ტვირთავენ ძრავის ნაწილებს. ვინაიდან ინერციის ძალები მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის კვადრატის პრპორციულია, ამიტომ ისინი დიდ სიდიდეებს აღწევენ და ქმნიან სერიოზულ დაბრკოლებებს სწრაფსვლიან ძრავებში.

გარდა ინერციის ძალების წარმოქმნისა, ძრავის ძირითად მექანიზმს (ე. ო. მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმს) ის ნაკლიც აქვს, რომ ბარბაცას სასრულო სიგრძის გამო მუდამ იქმნება გვერდითი წნევა, რაც დგუშისა და ცილინდრის ზედაპირების დაჩქარებულ და არათანაბარ ცვეთას იწვევს.

ამ გარემოების თავიდან ასაცილებლად ძრავების განვითარების პირველ პერიოდში თითის შემწეობით ბარბაცას პირდაპირ კი არ უერთებდნენ დგუშს, არამედ ეს შეერთება ხორციელდებოდა ცილინდრის ღერძის გასწვრივ მცურავ კრეიცოფის (ჯვართაგას) საშუალებით. კრეიცოფის მოცილება მნიშვნელოვნად ამარტივებს ძრავის კონსტრუქციას, მაგრამ ამ დროს გვერდითი წნევის არსებობის გამო აუცილებელი ხდება დგუშის მოხახუნე ზედაპირის (ე. წ. ტრონკების) გადიდება და განვითარება.

მე-2 ნახაზზე ნაჩვენებია კრეიცოფიანი (ა) და ტრონკული (ბ) ძრავების სქემები, სადაც ნათლად ჩანს, რომ პირველ შემთხვევაში დგუში სრულიად თავისუფალია გვერდითი წნევისაგან. ამასთანავე, ისიც ნათელია, რომ ცილინდრის ერთი და იმავე ზომების დროს კრეიცოფიანი ძრავა ბევრად უფრო მაღალი გამოვა ტრონკულთან შედარებით.



ნახ. 2. კრეიცოფიანი (ა) და ტრონკული (ბ) ძრავების სქემები: 1 — კრეიცოფი; 2 — დგუშის ტრონკი.

თავისთავად ცხადია, რომ ყველა კონსტრუქტორი ცდილობს განთავისუფლდეს კრეიცოფისაგან.

სადღეისოდ არსებული მცირე სიმძლავრის ძრავები, როგორც წესი, ტრონკულია. რაც შეეხება დიდი სიმძლავრის დიზელებს, მათში

ჭერჭერობით ჰარბობს კრეცკოფული ძრავები, თუმცა ამ ბოლო
 ტრას საკმაოდ გავრცელდა დიდი სიმძლავრის ტრონკულო ღიზე-
 ლებიც.

დღეშინი შიგაწვის ძრავას განხილული სქემა ატებული იყო ცი-
 ლონდრის ვერტიკალური მდგომარეობისათვის; ცხადია, ძრავას ძირი-
 თადი სქემა არ შეიცვლება, თუ ცილანდრს წარმოვიდგენთ ჰორიზონ-
 ტალურ მდგომარეობაში. პრაქტიკაში ჰორიზონტალურ ირავასთან შე-
 დარებით ვერტიკალური ბევრად უფრო მეტად გამოიყენება.

რაგორც აღნიშნეთ, ყველა ტიპის დღეშინი შიგაწვის ძრავაში
 ძირითადი სქემა ერთნაირი რჩება. ამასთანავე, მხედველობაში უნდა
 გვქანდეს, რომ ძრავას მუშაობისათვის მისი სქემა საჭიროა შევსებული
 იქნეს აირბანაწილების, კვების, ანთების, შეწყთვისა და გაგრილების
 სისტემებითა.

§ 2. ძრავას ძირითადი პარამეტრები

მუხლა ლილვის ისეთ მდგომარეობაში, როდესაც დღეში იცვ-
 ლის მოძრაობის მიმართულებას, ე. ი. მისი საჩქარე ნულის ტოლია,
 ვღებულობთ ვგრეთ წოდებულ მკვდარ წერტილს. იდეალურ წამოსად-
 გენია, რომ გვექნება ორი მკვდარი წერტილი (დღეშინის ორი განძირა-
 ნჯლი მარეობა). ვერტიკალურ ძრავებში, შესაბამისად, გვექნება ზედა
 და ქვედა, ჰორიზონტალურ ძრავებში კი — მარჯვენა და მარცხენა (ან
 შიგა და გარე) მკვდარი წერტილები.

აღსანიშნავია, რომ მკვდარ წერტილებში ბარბაცას გეომეტრიუ-
 ლი დერია თანხდება მუხლა ლილვის ძრავებშია სიმრტყეს და
 დღეში მთქმედ ძალას არ შეუძლია ამოძრავს მუხლა ლილვი. აღ-
 სანიშნავია ისიც, რომ ჩვეულებრივ ძრავაში მკვდარ წერტილებს
 შესაბამისა უცლინდრის მინიმალური (ან მაქსიმალური) მოცულობები.

დაძრავიდან დად ტიპისა, მოიყას ძირითად პარამეტრებს, რომლებიც
 მისი ვერტიკალური დამბეჭარ D და დღეშინის სვლა (მათხლო მკვდარ
 წერტილებს შორის S (ახ. 3)).

მისი მისა, შეიქმნეს ძრავების ანთების მიღებულა შემდეგი
 განებები და აღნიშვნები:

1. ცილინდრის მუშა მოცულობა V_h — მოცულობა,
 რომელსაც დღეში ერთა სვლის განმავლობაში აღწერს (მთავრობა
 დღეში მკვდარ მარეობებებს შორის). ეს განსაზღვრება ცი-
 ლონდრის

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}$$

სადაც D არის ცილინდრის დიამეტრი,

S — წვეშის სვლა.

2. კუმშვის კამერის მოცულობა V_c — მინიმალური მოცულობა, რომელიც გვექნება ცილინდრში დგუშის ზედა (განაპირა) მკვდარ წერტილში ყოფნის დროს.

3. ცილინდრის მთლიანი მოცულობა V_a — მოცულობა, რომელსაც ჰემა და კუმშვის მოცულობების შეჯამებით მივიღებთ:

$$V_a = V_h + V_c.$$

4. კუმშვის ხარისხი ε — შეფარდება ცილინდრის მთლიანი მოცულობისა კუმშვის კამერის მოცულობასთან, ე. ი.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1.$$

როგორც ჩანს, ε გეომეტრიული სიდიდეა და მოცუბულო ძრავისათვის ყველა პირობაში უცვლელი რჩება.

5. შევსების კოეფიციენტი η_c — ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) მასის შეფარდება ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) იმ მასასთან, რომელიც შეთავსდებოდა ცილინდრის ჰემა მოცულობაში გაუჟოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

თუ ძრავა ჩაბერვით ჰუმობს, ნაშინ სკიროსა (ცლანცრში ნამდვილად მოხვედრილია მტკის მასა შეფუფარდით. ლუბის იმ რაოდენობას, რომელიც შეთავსდება ცილინდრის ჰემა მოცულობაში დაბჭირინიდან გამომავალი ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

შეესწესეს კოეფიციენტი ახასიათებს ჰაერით (ან საწვავი ნარევით) ცილინდრებში შევსების ხარისხს.

6. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α — შეფარდება ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობისა ჰაერის იმ რაოდენობასთან, რომელიც თეორულად სჭირთა ცილინდრში მიწოდებულსა საწვავის სრული წვიათვის.

ეს პარამეტრი გამოიყენება საწვავი ნარევის ხარისხის შესაფასებლად.

7. ძრავას ლიტრათე V_h — ძრავას ყველა ცილინდრის მუშა მოცულობათა ჯამი, გამოსახული ლიტრობით (სუბჰრი დეცომეტრებით).

8. ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე N_i — ძრავას ცილინდრებში განვითარებული სიმძლავრე.

9. ძრავას ეფექტური სიმძლავრე N_e — ძრავას მუხლა ლილვზე განვითარებული სასარგებლო სიმძლავრე. იგი მუდამ წაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე, რადგანაც განსაზღვრული მუშაობა იხარჯება ხახუნის დაძლევისა და დამხმარე მექანიზმების აძვრავზე.

10. ძრავას ლატრული სიმძლავრე N_L — ეფექტური სიმძლავრე, რომელიც მოდის მუშა მოცულობის ერთ ლიტრზე.

11. ძრავას მექანიკური მარჯი ქმედების ეფექციენტი (მ. ქ. კ.) η_m — ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობა. ის გამოიყენება ძრავას მექანიკური დანაკარგების შეფასებისათვის.

12. ძრავას ეფექტური მ. ქ. კ. η_e — ძრავას მიერ განვითარებული სასარგებლო მუშაობის ფარდობა დახარჯულ სითბოსთან. იგი გამოიყენება ძრავას ეკონომიურობის შეფასებისათვის.

§ 8. დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ტიპები

დგუშიანი შიგაწვის ძრავებიდან სახალხო მეურნეობაში ამჟამად ყველაზე ფართოდ გამოიყენება დიზელები და კარბურატორიანი ძრავები. მაგრამ მათთან ერთად საკმაო რაოდენობით გვხვდება სხვა ტიპის ძრავებიც. ამასთან დაკავშირებით, ქვემოთ მოკლედაა განხილული ყველა ის დგუშიანი შიგაწვის ძრავა, რომლებიც განსაზღვრული რაოდენობით გამოიყენება ჩვენი სახალხო მეურნეობის ამა თუ იმ დარგში. განხილვის თანამიმდევრობა გამოსახავს განვითარების საფეხურებს და არ შეესაბამება მათი პრაქტიკაში გავრცელების ხარისხს.

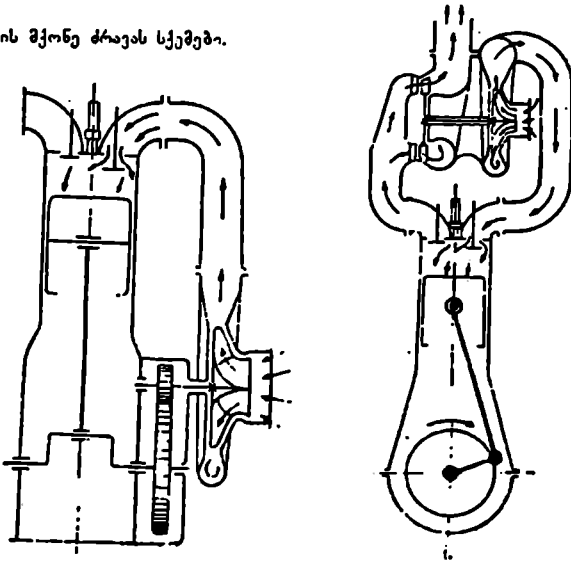
ტრაქტორებზე და ავტომობილებზე გამოყენებული დგუშიანი ძრავები მეტწილად ახალი მუხტის შეწოვით მუშაობს, რაც დგუშის გადაადგილების გამო ცილინდრში შექმნილი გაუხშობების მეშვეობით ხორციელდება. მაგრამ, ამასთანავე, ფართოდ ვრცელდება ჩაბერვის მქონე ძრავები, სადაც ახალი მუხტი წინასწარ კომპრესორში იკუმშება და გაღრიდებული წნევით იგზავნება ცილინდრში.

აღნიშნულ ძრავებში მუხტის გაღრიდების გამო იქმნება ირავას სიმძლავრის გაღრიდების დიდი შესაძლებლობა.

მე-3 ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ჩაბერვის მქონე ძრავების სქემები. პირველი მათგანი (მარცხნივ) გამოსახავს ჩაბერვას, რომელიც განხორციელებულია მექანიკური აძვრის მქონე კომპრესორით, მეორე კი — ტურბოკომპრესორულ ჩაბერვას.

როგორც სქემებიდან ჩანს, პირველ შემთხვევაში ჰაერის დამჭირების კომპრესორი მუხლა იკუმშება შეერთებულია კბილანური გადაცემებით. მეორე შემთხვევაში კი დამჭირების მექანიკურ კავშირში არაა

ნახ. 3. ჩაბერვის მქონე ძრავის სქემები.



ძრავას ლილვთან და მოძრაობაში მოდის ძრავადან გამობოლქვილი აირებით მბრუნავი ტურბინით (ტურბოდგუშეიანი ძრავა).

ტურბოდგუშეიანი ძრავას უპირატეზობა ისაა, რომ მასში გამოიყენება ის ენერგია, რომელიც წვის პროდუქტებს დაჩაჩათ ცილინდრში მუშაობის შემდეგ და ტყუილბრალოდ იფანტება ატმოსფეროში ნამუშევარი აირების გამობოლქვის შემდეგ.

ოთხტაქტიანი ძრავები

ოთხტაქტიან ძრავაში მუშა პროცესი მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების, ანუ დგუშის ოთხი სვლის (ოთხი ტაქტის) განმავლობაში სრულდება.

ასეთ ძრავას აქვს ორი სარქველი, რომელთაგან ერთი განკუთვნილია ცილინდრში ახალი მუხტის შესაშვებად, მეორე კი — ნამუშევარი აირების ატმოსფეროში გამოსადევნად. დიდი ზომის დიზელებში ზოგჯერ კეთდება ორი შემშვები და ორი გამომშვები სარქველი. ამის მიზანია სარქველის მასის გადამეტებულად გადიდების თავიდან აცილება.

ოთხტაქტიანი ძრავა მუშაობს შემდეგნაირად:

პირველი ტაქტის განმავლობაში დგუში მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ, შემშვები სარქველი გაღებულია და წარმოებს ცილინდრის შევსება ახალი მუხტით (საწვავი ნარევით ან ჰაერით). თუ ძრავა

ვაში არაა გამოყენებული ჩაბერვა, მაშინ ცილინდრში მუტრა შედის იმ გაუხშობებას ხარჯზე, რომელიც წარმოიქმნება მასში დგუშის კიე-
შით გადაადგილების გამო. თუ გამოყენებულია ჩაბერვა, მაშინ ცი-
ლინდრი შეივსება იმ ქარბი წნევის ვაგლენით, რომელიც მუტრაშია მი-
ნიჭებს დამპირახნი (კომპრესორი). ცხადია, პირველ შემთხვევაში შევ-
სებას დროს წნევა ცილინდრში იქნება ატმოსფერულზე ნაკლები, მე-
ორე შემთხვევაში კი — ატმოსფერულზე მეტი.

ცილინდრის შევსებას წინ უსწრებს წინა ციკლის დასასრულს ნა-
მუშევარი აირების განდევნა. ამ მიზნის გამო კუმშვის კამერა შევ-
სების დასაწყისში გამოვსებული იქნება ნარჩენი აირით, რომლის წნე-
ვა ატმოსფერულზე რამდენიმედ მეტია. (გამოადგენის წინააღობის არ-
სებობის გამო), ტემპერატურა კი 60°C — 100°C აღწევს.

ამრიგად, ცილინდრში შესული ასალი მუხტა შეკრევა ნარჩენ
აირებს და ქმნის ე. წ. მუშა ნარევის.

მეორე ტაქტი კუმშვის ტაქტია და მამლინარეობს დგუშის
მოძრაობისას ტემპოდან ზემოთ. ამ დროს სარქველს ჩაკეტილია. კუმ-
შვის ბოლოს იწყება საწვავის წვა და წარმოიქმნება ძალიან წვეყისა
და ტემპერატურის მქონე წვის პროდუქტები.

მესამე ტაქტი წარმოადგენს სამუშაო სეკსს, რომლის
დროსაც წარმოებს წვის პროდუქტების გაფართოება და წნევის თა-
დათანობითი ვარდება. მესამე ტაქტის განმავლობაში სრულდება სა-
სარგებლო მუშაობა, რომელიც დგუშისა და ბარბაცის შემწვობით გა-
დაეცემა მუხლა ლილვს. აღვილი წარმოსადგენია, რომ მესამე ტაქტის
განმავლობაში ორივე სარქველი ჩაკეტილი უნდა იყოს.

მეოთხე ტაქტის დროს დგუში მოძრაობს ტემპოდან ზე-
ნით. იდება გამომშვები სარქველი და წარმოებს ნამუშევარი აირების
გამოადგენა ცილინდრიდან. ზედა მკედარ წერტილში გამოშვები სარ-
ქველი იკეტება, მოავრდება ციკლი და იწყება მომდევნო ციკლი საწყისი
პროცესი.

ამრიგად, ოთხტაქტიან ძრავაში ნბოლოდ ერთი ტაქტია მუშა, და-
ნარჩენი სამი კი წარმოადგენს შესამზადებელ ტაქტებს და სრულდებ-
მა ძრავას მოძრავი ნაწილების (ძირითადად მქნევარას) კინეტიკურა
ენერჯისა და სხვა მეზობელი ცილინდრების (მრავალცილინდრიან
ძრავაში) მუშაობის ხარჯზე.

სარქველების თავისდროული გაღება და ჩაკეტვა წარმოებს გამა-
ნაწილებელი მექანიზმის საშუალებით, რომლის ლილვი სინქრონუ-
ლად პრის შებნული მუხლა ლილვთან.

ამის გამო, რომ კოველი ციკლის განმავლობაში თითო სარქველი
თითოჯერ უნდა გაიღოს, ხალხი უნდა სრულდება მუხლა ლილვის
ორი შემობრუნების დროს, ამიტომ განაწილებელი მექანიზმის
ლილვი მუხლა ლილვზე ორჯერ უფრო ნელა უნდა ბრუნავდეს.

ძრავას ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და შევსების მიზნით სარქველები იღება და იხურება მკვდარ წერტილებზე უფრო ადრე ან უფრო გვიან. ზოგ ძრავაში განდევნის დასასრულს და შეწოვის დასაწყისში, დროის მცირე მონაკვეთში, ორივე სარქველი ერთდროულადაა ღია და, როგორც ამბობენ, ხდება სარქველების გადახურვა.

სარქველების გაღებისა და ჩაკეტვის მომენტების აცდენას მკვდარი წერტილების მიმართ, გამოსახულს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხით, აირგანაწილების ფაზები ეწოდება.

თანამედროვე შიგაწვის ძრავას შემშვები სარქველი უმრავლეს შემთხვევაში იღება დგუშის ზ. მ. წერტილში მისვლამდე. ეს კეთდება იმისათვის, რომ ზ. მ. წერტილთან დგუშის მიახლოების მომენტში, ე. ი. შეშვების დასაწყისში, შემშვები სარქველი გაღებულ იქნეს რაც შეიძლება მეტად. ეს ხელს შეუწყობს ცილინდრის უკეთეს შევსებას.

თანამედროვე ძრავებში შემშვები სარქველის გაღების წინსწრება შეადგენს 10° - 30° მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით.

შემშვები სარქველი იხურება დაგვიანებით, მაშინ როცა დგუში გადასცდება ქ. მ. წერტილს. ეს კეთდება იმიტომ, რომ დგუშის მისვლისას ქ. მ. წერტილში ცილინდრში შემავალ მუხტს საკმაოდ დიდი სიჩქარე აქვს და, მაშასადამე, უნარი შესწევს განაგრძოს ცილინდრში შესვლა. ცილინდრის მაქსიმალური შევსებისათვის სასურველია შემშვები სარქველი მაშინ ჩაკეტოს, როცა ცილინდრში შემავალი მუხტის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.

ცხადია, სარქველის ჩაკეტვის სასურველი დაგვიანების სიდიდე შით მეტი იქნება, რაც მეტია ძრავას ბრუნთა რიცხვი. თანამედროვე დიზელებში ის შეადგენს 20 — 45° , კარბურატორიან ძრავებში კი 40 — 70° .

აღსანიშნავია, რომ შემშვები სარქველის დახურვის დაგვიანება დიდ გავლენას ახდენს ცილინდრების შევსებაზე და, მაშასადამე, ძრავას სიმძლავრეზეც.

შიგაწვის ძრავებში გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქ. მ. წერტილში დგუშის მისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჯერ არ დამთავრებულა გაფართოების პროცესი. ეს იმიტომ კეთდება, რომ დგუშის ზემოთ მოძრაობისას წვის პროდუქტებს არ ჰქონდეს მალალი წნევა და არ გამოიწვიოს დგუშის დამუხრუჭება.

გამომშვებმა სარქველმა ქ. მ. წერტილში რომ დაიწყოს გაღება, მაშინ სარქველის მცირე გასავალი კვეთის გამო ნამუშევარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოსვლას, განდევნის სვლის განმავლობაში უკუწნევა მალალი იქნება და ამის გამო შემცირდება ძრავას ეფექტური სიმძლავრე.

ძრავას სიმძლავრე იმ შემთხვევაშიც შემცირდება, თუ გამომშვებმა

ბი სარქველი მეტად ადრე გაიღება. ეს მოხდება იმიტომ, რომ გაფართოების პროცესის დასასრულს წნევა მკვეთრად დაეცემა და შემცირდება აირის მიერ შესრულებული სასარგებლო მუშაობა.

მოცემული ძრავასათვის გამომშვები, სარქველის გაღების ოპტიმალური მომენტის დადგენა, ისევე როგორც აირგანაწილების სხვა ფაზებისა, ექსპერიმენტული გზით წარმოებს. რაც უფრო დიდია ძრავას ბრუნთა რიცხვი, მით უფრო ადრე უნდა გაილოს გამომშვები სარქველი.

თანამედროვე დიზელებისათვის სარქველის გაღების წინსწრება შეადგენს $30 \div 50^\circ$, ხოლო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $45 \div 70^\circ$.

გამომშვები სარქველის დახურვა ხდება მკირე დაგვიანებით, მაშინ როდესაც დგუში რამდენიმედ გადასცდება ზ. მ. წერტილს. ასეთი ღონისძიება ნამუშევარი აირისაგან ცილინდრის უკეთესად გასუფთავების შესაძლებლობას იძლევა.

მართლაც, ზ. მ. წერტილთან დგუშის მიახლოებისას სარქველის გასავალი კვეთი მკირდება და ნამუშევარი აირისათვის განდევნის დიდ წინაღობას ქმნის. სარქველი ზ. მ. წერტილში რომ დაიხუროს, ნარჩენი აირის წნევა და, მაშასადამე, რაოდენობა დიდი იქნება, რაც ხელს შეუშლის ცილინდრის ახალი მუხტით შევსებას და გამოიწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებას.

თუ გამომშვები სარქველი დაგვიანებით დაიხურება, მაშინ, მიუხედავად იმისა, რომ დგუში უკვე ქვემოდ მოდის, ნამუშევარი აირი ინერციით განაგრძობს გამოსვლას ცილინდრიდან.

სარქველი იმ დროს უნდა დაიხუროს, როცა ნამუშევარი აირის გამოდევნის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.

თანამედროვე ძრავებში გამომშვები სარქველის დახურვის დაგვიანების კუთხე შეადგენს $10 \div 35^\circ$.

შემშვები სარქველის ნაადრევი გაღებისა და გამომშვები სარქველის დაგვიანებული დახურვის გამო ხშირ შემთხვევაში ხდება სარქველების გადახურვა და განსაზღვრული დროის განმავლობაში ორივე სარქველი ერთდროულადაა ღია. ამ დროს, მიუხედავად დგუშის მოძრაობისა ზემოდან ქვემოთ, ნამუშევარი აირის გამავალი ნაკადი არ იცვლის მიმართულებას და განაგრძობს განდევნას. ერთდროულად ცილინდრში იწყებს შესვლას ახალი მუხტი, რასაც ხელს უწყობს ნამუშევარი აირის მოძრაობის გამომწოვი მოქმედება.

დიზელებში სარქველების ვადახურვის ხარჯზე ახალმესული ჰაერით ხორციელდება კუმშვის კამერიდან ნამუშევარი აირების გამოქრევა.

დასასრულ უნდა შევნიშნოთ, რომ აირგანაწილების ფაზები დიდაა დამოკიდებული ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ამის გამო აირგა-

ნაწილების ფაზების შერჩევა რთულდება ისეთი ძრავებისათვის, რომლებიც ცვალებადი რეჟიმით მუშაობენ (მაგალითად, საავტომობილო ძრავები). ასეთ შემთხვევაში უკეთესი გადაწყვეტა არარსებობის გამო განაწილების ფაზებს აწესებენ იმ რეჟიმის ძიხედვით, რომელზედაც ძრავას უფრო ხშირად უხდება მუშაობა ექსპლოატაციის პირობებში.

ოთხტაქტიანი ძრავა შეიქმნება იყოს სხვადასხვა ტიპის. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ოთხტაქტიანი აირით მომუშავე ძრავა. ასეთი ძრავას სქემა მე-4 ნახაზზეა ნაჩვენები.

ასეთი სქემით განხორციელებული იყო პირველი ოთხტაქტიანი ძრავა, რომელიც 1877 წელს შეიქმნა. ამ ძრავაში მილადენებით მიწოდება საწვავი აირი და სუფთა ჰაერი, რომლებიც შემრევში შერევის შემდეგ შემშვები საჩქლის გავლით მიემართებიან ცილინდრში. ამის შემდეგ სრულდება ოთხი ტაქტისაგან შემდგარი ციკლი და ძრავა მუშაობს მანამ, სანამ არ შეწყდება ცილინდრში მუხტის მიწოდება.

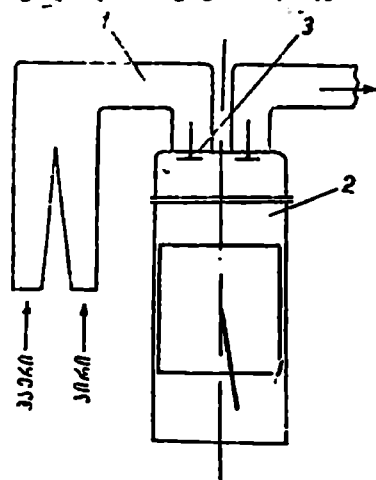
ნარევის აალება იძლევათ წარმოებს, რისთვისაც ცილინდრის ზედა სახურავში მოთავსებულია ასანთი ელექტროსანთელი.

პირველ ოთხტაქტიან ძრავაში იყენებდნენ სანათ აირს, შემდეგ კი დააწყეს ბრძმედის აირის გამოყენება.

ამჟამად აირით მომუშავე ძრავებისათვის ყველაზე ხშირად ბუნებრივ აირებს იყენებენ, პირველ რიგში კი მეთანს, პროპანსა და ბუთანს, მათ შორის მეთანს შეკუმშული სახით, ხოლო პროპანსა და ბუთანს გათხევადებული სახით.

გვხვდება აგრეთვე აირგენერატორული ძრავები, რომლებიც იკვებება გენერატორში მყარი საწვავისაგან (შეშა, ნახშირი) მიღებული საწვავი აირით. ასეთი ძრავები წინათ მეტად გამოიყენებოდა, ამჟამად კი მათი გამოყენება შეზღუდულია.

ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა (ნახ. 5). ასეთი ძრავები მსუბუქი თხევადი საწვავით მუშაობენ. ამჟამად ბენ-



ნახ. 4. აირით მომუშავე ოთხტაქტიანი ძრავას სქემა: 1—შემოვები; 2—ცილინდრი; 3—შემშვები საჩქველი.

ზინით მომუშავე ამგვარი ძრავები ფართოდაა გავრცელებული ავტომობილებში.

წინათ ტრაქტორებისათვის გამოიყენებოდა კარბურატორიანი ძრავები, რომლებიც ნავითა და ლიგრონით მუშაობდნენ. 1946 წლიდან საბჭოთა კავშირში ასეთი ძრავები შეცვლილია ოთხტაქტიანი დიზელებით.

საკიროა აღინიშნოს, რომ ნავთსა და ლიგრონს არ აქვს აორთქლებდის საკმარისი უნარი, რის გამოც ცივი ძრავს ამუშავება ნავით ან ლიგრონით არ შეიძლება. ამასთან დაკავშირებით ასეთი ძრავების ამუშავება ხორციელდებოდა ბენზინით და მხოლოდ ძრავს გახურების შემდეგ შესაძლებელი ხდებოდა მისი გადაყვანა ნავით ან ლიგრონით კვებაზე.

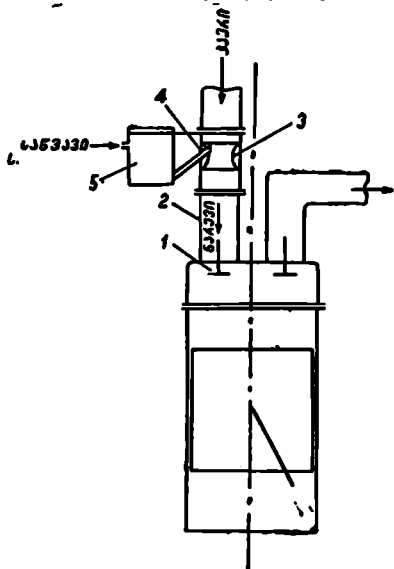
როგორც სქემიდან ჩანს (ნახ. 5), საწვავი ნარევის შემზადება წარმოებს კარბურატორში, რომელსაც მიეწოდება საწვავი და ჰაერი. კარბურატორის დიფუზორში (შევიწროებულ კვეთში) ჰაერის გავლის დროს მისი სიჩქარე მატულობს, წნევა კი კლებულობს, რის შედეგად იწყება ფრქვევანადან საწვავის გამოფრქვევა და შერევა ჰაერთან.

შეშვებ მილში მოძრაობისას გაფრქვეული საწვავი თანდათან ორთქლდება, რომელიც შემდეგ ჰაერთან ერთად მიემართება ცილინდრში.

ძრავს ნორმალური მუშაობა მიიღწევა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ საწვავი სრულად იქნება აორთქლებული და თანაბრად შერევა ჰაერს.

საყურადღებოა, რომ ცილინდრში შემავალი საწვავი ნარევი ხვდება ნარჩენ აირს, რომლის ტემპერატურა მნიშვნელოვნად აღემატება მის აალების ტემპერატურას. მიუხედავად ამისა საწვავი ნარევი არ იწყებს წვას, რადგანაც პროცესი სწრაფად მიმდინარეობს და ნარჩენი აირის ტემპერატურა სწრაფად ეცემა.

საწვავი ნარევისა და ნარჩენი აირების შერევის შემდეგ შეიქმნება მუშა ნარევი, რომელიც დგუ-



ნახ. 5. კარბურატორიანი ოთხტაქტიანი ძრავის სქემა: 1—შეშვები სარქველი; 2—შეშვები მილი; 3—დიფუზორი; 4—გამფრქვევი; 5—კარბურატორი.

შის მეორე სვლაზე შეიკუმშება, ელექტრონაპერწყლით ააღდება, და წვის შემდეგ განახორციელებს მუშა პროცესს.

ამ ბოლო დროს შეიქმნა უკარბურატორო ძრავები, რომლებშიც წარმოებს ბენზინის უშუალო შეფრქვევა შემშვებ მილში (ან ცილინდრში), მაგრამ ისინი ფართოდ ვერ გავრცელდნენ.

პირველ კარბურატორიან ძრავებში კუმშვის ხარისხი არ აღემატებოდა $\varepsilon=4$ სიდიდეს, თუმცა მაშინაც კარგად იცოდნენ, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება გამოიწვევდა ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესებას, მაგრამ ამას ვერ ახერხებდნენ თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოქმნის გამო. საწვავის თვისებებისა და ძრავას კონსტრუქციის გაუმჯობესებით მოხერხდა კარბურატორიან ძრავებში კუმშვის ხარისხის აყვანა 7—10 ერთეულამდე, მაგრამ ესეც საკმარისი არაა და მომავალში საჭიროა კიდევ სხვა ღონისძიებების ჩატარება, რათა ეს პარამეტრი უფრო მეტად გაიზარდოს.

კარბურატორიანი ძრავების განვითარების საქმეში დიდი როლი ითამაშა ანთების მომენტის (ელექტრონაპერწყლის მიწოდების მომენტის) რეგულირებამ.

დიზელის კომპრესორიანი ძრავა. ასეთი ძრავას თავისებურება ისაა, რომ ძრავას მუხლა ლილვს მოძრაობაში მოჰყავს კომპრესორი, რომელიც იძლევა მაღალი წნევის მქონე ჰაერს, რაც გამოიყენება ცილინდრში საწვავის შესაფრქვევად.

დიზელის ცილინდრში, განსხვავებით ადრე განხილული ძრავებისაგან, შედის სუფთა ჰაერი, რომლის კუმშვაც, ცხადია, არაა შეზღუდული თვითაალებითა და დეტონაციით. ეს გარემოება შესაძლებლობას იძლევა განვახორციელოთ მაღალი კუმშვის ხარისხი. მაგრამ კუმშვის ხარისხის გადამეტებული ზრდაც არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა არ ანაზღაურდება იმ უპირატესობით, რომელიც კუმშვის ხარისხის ზრდას თან სდევს. ამ მიზეზების გამო ეხლანდელ დიზელებში კუმშვის ხარისხი ცვალებადობს $\varepsilon=14 \div 20$ ზღვრებში.

მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო ჰაერის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს მნიშვნელოვნად აღემატება საწვავის თვითაალების ტემპერატურას, რის გამო მასში შეფრქვეული საწვავი თვითონვე იწყებს წვას და არ მოითხოვს აალების გარეშე საშუალებას.

გაცხელებულ ჰაერში საწვავის შეფრქვევა ხორციელდება ფრქვევანას საშუალებით, რომელიც ჩასმულია კუმშვის (წვის) კამერაში. ფრქვევანა, ერთი მხრივ, საწვავის ტუმბოდან ღებულობს საწვავის საჭირო პორციას, მეორე მხრივ კი ბალონიდან შეკუმშულ ჰაერს, რომლის წნევა მნიშვნელოვნად აღემატება ცილინდრში მყოფი შეკუმშული

ჰაერის წნევას. ამის გამო წვის კამერაში საწვავი ენერგიულად შეიქ-
რება, წმინდად გაფრქვევა და შეერევა იქ მყოფ ჰაერს.

ასეთი წესით შემზადებული ნარევის წვა გრძელდება ზ. მ. წერტი-
ლიდან დგუშის სვლის თითქმის $\frac{1}{6}$ მანძილზე. ტემპერატურა წვის და-
სასრულს აღწევს $1600 \div 1800^{\circ}\text{C}$, წნევა კი წვის პროცესის განმავლო-
ბაში დგუშის გადაადგილებისა და ამიტომ აირის მოცულობის ზრდის
გამო, დაახლოებით, მულმივი რჩება.

საწვავის მიწოდების შეწყვეტის შემდეგ აირი განაგრძობს გა-
ფართოებას, აწეება დგუშს და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას.

საწვავის გაფრქვევისათვის საჭირო შეკუმშული ჰაერი, როგორც
აღნიშნეთ, მიიღება დგუშიან კომპრესორში.

საწვავის პნევმატიკური გაფრქვევით მომუშავე კომპრესორიანი
დიზელის დადებით თვისებებად ითვლება საწვავის კარგი გაფრქვევა
და ჰაერთან მისი თანაბარი შერევა, ფრქვევანასა და ტუმბოს კონ-
სტრუქციის შედარებითი სიმარტივე და საიმედო მუშაობა, დაბალი
ხარისხის მძიმე თხევადი საწვავის გამოყენების შესაძლებლობა და და-
მაკმაყოფილებელი ეკონომიურობა.

ამავე დროს კომპრესორიან დიზელს აქვს არსებითი ნაკლოვანე-
ბანიც. ასეთებია: ძრავას დიდი გაბარიტული ზომები და დიდი საერ-
თო მასა; მოვლის სირთულე; შეკუმშული ჰაერის მიღებით გამოწვე-
ული დიდი მექანიკური დანაკარგები.

სწორედ ეს ნაკლოვანებანი გახდა მიზეზი უკომპრესორო ძრავე-
ბის შექმნისა, სადაც საწვავის შეფრქვევა ცილინდრში მექანიკურად
ხდება შეკუმშული ჰაერის გამოყენების გარეშე.

დიზელის უკომპრესორო ოთხტაქტიანი ძრავე-
ვა. ისეთი უკომპრესორო დიზელის შექმნა, სადაც ცილინდრში საწვა-
ვის შეფრქვევა შეკუმშული ჰაერის გარეშე მოხდებოდა, დიდი ხნის
განმავლობაში ვერ მოხერხდა.

ცილინდრში საწვავის მექანიკურ შეფრქვევას ელოებოდა შემ-
დეგი სიძნელეები:

1. ერთი ციკლისათვის საჭირო საწვავის მეტად მცირე მოცუ-
ლობის გამო ცილინდრში შესაფრქვევი საწვავის ღოზირების სირ-
თულე;

2. საწვავის წმინდად გაფრქვევისა და ჰაერთან მისი კარგად შე-
რევის სიძნელე;

3. საწვავის მოწოდებელი სისტემის დამზადებასთან დაკავშირე-
ბული საწარმოო ხასიათის სიძნელეები.

მაშინ, როცა კომპრესორიანი ძრავას ფრქვევანას საქშენში საწ-
ვავთან ერთად უნდა გაიაროს მასზე მოცულობით ოცდაათჯერ უფრო
მეტმა გამფრქვევმა ჰაერმა, — უკომპრესორო ძრავას მფრქვევანას

საქმენ ზერეტილში ენდა გატარდეს მხოლოდ საწვავი; ამის გამო უკომპრესორო ძრავას ფრქვევანას ივრეტელი დაახლოებით, ოცდაათჯერ ნაკლები უნდა იყოს ასეთივე ზომის კომპრესორიანი ძრავა ფრქვევანას ზერეტილთან შედარებით.

ფრქვევანას კონსტრუქცია უნდა უზრუნველყოფდეს საწვავის საკმაოდ წმინდა გაფრქვევას; ამავ დროს საპიროა, საწვავის ნაწილაკები ორმად შეიკრიბნენ შეკუმშული ჰაერის მასაში. საწვავის წმინდა გაფრქვევა და ნაწილაკების გატეორცნის საპირო სიშორე მოითხოვს საწვავშიმწოდებელ სისტემაში დიდ წნევას, რომლის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია ძრავას კონსტრუქციაზე და ზოგ შემთხვევაში 1500 ატმოსფეროსაც კი აღწევს.

საპირო ხარისხით საწვავის გაფრქვევის უნარის ფრქვევანას კონსტრუქციის შექმნა და ისეთი მასალის შერჩევა, რომელსაც ძლიერ ძვირე დიამეტრის ზერეტილების შენარჩუნების უნარი ექნებოდა, წარმოადგენდა ძირითად დაბრკოლებას მექანიკური შეფრქვევის განხორციელების საქმეში.

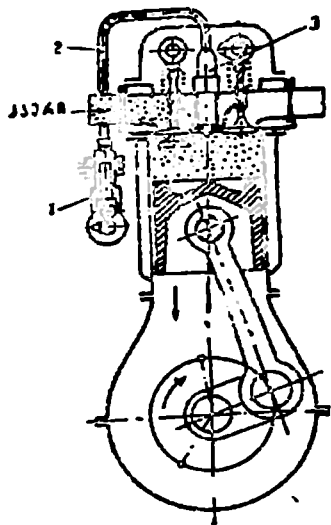
ასეთია ის ტექნიკური სიძნელებები, რომლებიც დაძლია უკომპრესორო ძრავთშენებლობან ტექნიკამ.

უნდა აღინიშნოს, რომ ტერმინები „კომპრესორიანი და უკომპრესორო დიზელები“ თანდათან გამოდის ხმარებიდან რაც კომპრესორიანი დიზელების გამოშვების ძლიერი შემცირებით აიხსნება.

უკომპრესორო დიზელი შეიძლება იყოს ოთხტაქტიანი ან ორტაქტიანი. მე-ნ წასაზზე ხაზვიენებია. უკომპრესორო ოთხტაქტიანი დიზელის სკემა.

სქემაზე ნახვენებ ძრავაში საწვავის შეფრქვევა უშუალოდ კუმშვის (ე. ი. წვის) კამერაში ხდება. ასეთ ძრავებს უშუალო შეფრქვევის ძრავებს უწოდებენ. მათში განხორციელებულია სა-

წვავის ჰავლური გაფრქვევა და დებით თვისებებთან ერთად ამ სქემას ის ნაკლი აქვს, რომ კამერაში საწვავის თანაბარი განაწილე-



ნ.ს. 6. უკომპრესორო ოთხტაქტიანი დიზელის სქემა: 1—საწვავის ტუმბო; 2—საწვავსადენი; 3—ფრქვევანა.

ბისათვის აუცილებელია ფრქვევანას ჰქონდეს რამდენიმე ხერტილი. საწვავის ტუმბოს კი ძალიან მაღალი წნევა (700—1500 ატ). ამ მოვლენის თავიდან ასაცილებლად შეიქმნა დიზელები, რომელთა კამერა გაყოფილია ორ ნაწილად, რომელთაგან ერთი მცირეა, მეორე კი უფრო დიდი. ნავარაუდევია, რომ საწვავი ერთი ხერტილითა და შედარებით მცირე წნევით (≈ 125 ატ.) შეიფრქვევა წინა კამერაში, იქ დაიწყებს წვას და ნაწილობრივად გადიდებული წნევით გადავა ძირითად კამერაში. თუ კამერები ერთმანეთთან შეერთებული იქნება მცირე ზომის ხერტილებით ან დიფუზორით, მაშინ წინა კამერიდან ძირითად კამერაში გადასვლის დროს მოხდება დაუწვავი საწვავის დამატებითი გაფხვიერება და შერევა შეკუმშული ჰაერის ძირითად მასასთან.

ფართოდ გავრცელდა გრიგალური კამერის მქონე დიზელები. აქაც კამერა გაყოფილია ორ ნაწილად, მაგრამ საქმე ისეა მოწყობილი, რომ წინა კამერაში შესული ჰაერი გრიგალურ მოძრაობაში მოდის, რის გამო მასში შეფრქვეული საწვავი ქუცმაცდება, კარგად ერევა ჰაერს და იწყებს წვას. ამის შემდეგ შევიწროებული კვეთის მქონე დიფუზორის გავლით გადადის მთავარ კამერაში.

არსებობს გაყოფილი კამერების სხვა სქემებიც, სადაც ხერხდება ერთხერტილიანი ფრქვევანასა და შედარებით მცირე წნევის მქონე ტუმბოს გამოყენება, მაგრამ ისინი ძრავას ეკონომიურობითა და ამუშავების უნარიანობით ჩამორჩებიან უშუალო შეფრქვევის მქონე დიზელებს.

დიდ ყურადღებას იმსახურებს ამ ბოლოდროს გავრცელებული დიზელები, რომელთაც წვის კამერა დგუშში აქვთ მოწყობილი.

ორტაქტიანი ძრავები

ოთხტაქტიან ძრავაში მუშა ციკლი დგუშის ოთხი სვლის, ანუ მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების განმავლობაში სრულდება. მათ შორის ორი სვლა (ლილვის ერთი ბრუნვა) მოდის კუმშვასა და გაფარფობაზე, შემდეგი ორი სვლა კი (ლილვის მეორე შემობრუნება) განდევნასა და შევსებაზე.

ამრიგად, ოთხტაქტიანი ძრავა ნახევარი დროის განმავლობაში მუშაობს როგორც თბური მანქანა, ნახევარში კი — როგორც ტუმბო.

ცხადია, ხელსაყრელი იქნება მუშა პროცესის ისეთი ორგანიზაცია, სადაც ძრავას ტუმბოსებრ მოქმედებას ნაკლები დრო დაეთმობა და ცილინდრის მუშა მოცულობა უკეთესად იქნება გამოყენებული. თბური ენერჯის მექანიკურ მუშაობად გარდასაქმნელად.

სწორედ ამ გარემოებამ გამოიწვია ორტაქტიანი ძრავების შექმნა, სადაც მუშა ციკლი დგუშის ორი სვლის (ტაქტის), ანუ მუხლა ლილ-

ვის ერთი შემობრუნების განმავლობაში სრულდება. ამრიგად, ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვების დროს ოთხტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიან ძრავაში ციკლზე დახარჯული დრო შემცირებულია ორჯერ. ეს მიღწეულია იმიტომ, რომ ოთხტაქტიანი ძრავას გამოდევნისა და შევსების ტაქტები შეცვლილია ეგრეთწოდებული გამოდევნისა და გამოქრევის. პროცესებით, რომლებიც სრულდება ქ. მ. წერტილთან ახლოს დგუშის მდებარეობისას და რომლებიც იკავებენ დგუშის სასარგებლო სელის მცირე ნაწილს.

ამასთანავე, ცილინდრის სამუშაო სივრცის გაწმენდა ნამუშევარი აირებისაგან და ცილინდრის შევსება ახალი მუხტით ხორციელდება გარკვეულ წნევამდე წინასწარ შეკუმშული ჰაერის ან საწვავი ნარევის დახმარებით.

ორტაქტიან ძრავებში გამოიყენება გამოქრევის ორი ძირითადი სქემა: კონტურული (მარყუჟული) და წინდენითი.

უმარტივესი კონტურული გამოქრევის დროს ჰაერის ან საწვავი ნარევის ნაკადი შედის ცილინდრის ქვედა სარტყელში გაკეთებულ გამოქრევი ფანჯრებიდან, ცილინდრის კონტურის მიხედვით მიემართება ზემოთ, შემობრუნდება და მოძრაობს ქვემოთ, გამოშვებები ფანჯრებიდან გამოდევნის წვის პროდუქტებს და შეავსებს ცილინდრს.

წინდენითი გამოქრევის დროს ახალი მუხტი შედის გამოქრევი ფანჯრებიდან, მოძრაობს მხოლოდ ერთი მიმართულებით და აწარმოებს წვის პროდუქტების გამოდევნას ცილინდრის სახურავში მოწყობილი სარკველებიდან (წინდენითი — სარკველური გამოქრევა) ან გამოშვებები ფანჯრებიდან, რომლებიც განლაგებული არიან გამოქრევი ფანჯრებთან შედარებით ცილინდრის მეორე განაპირა მდგომარეობაში (წინდენითი — ხვრელებიანი გამოქრევა).

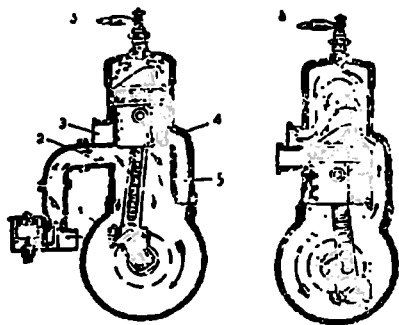
ახალი მუხტის წინასწარი კუმშვა ასეთ ძრავებში წარმოებს სპეციალურ გამოქრევი აგრეგატში.

ზოგიერთ მცირე ზომის ძრავაში გამოქრევისათვის გამოიყენება ძრავას კარტერის შიგა სივრცე.

ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა. ასეთი ძრავა ბენზინით მუშაობს და ძირითადად მოტოციკლებისა და ძრავიანი ნაგებობათვის გამოიყენება. იგი გვხვდება აგრეთვე, როგორც ამომუშავებელი ძრავა, დიზელებში. კარბურატორიან ორტაქტიან ძრავებში გვხვდება უმარტივესი კონტურული გამოქრევა, რისთვისაც გამოყენებულია ძრავას კარტერის შიგა სივრცე (მრუდმხარას კამერა). ასეთი ძრავას სქემა ნარევენბია მე-7 ნახაზზე.

ამ ძრავას ცილინდრში სამი ფანჯირაა მოწყობილი: შემშვები, გამოქრევი და გამოშვები.

დღეულის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობისას ძრავას კარტერის 1 შიგა სივრცეში იქნება გაუხშობება და წარმოებს შემშვები ფანჯრის 2 შეწყობით კარბურატორიდან საწვავი ნარევის შეწოვა.



ნახ. 7. კარბურატორიანი ორტაქტიანი ძრავის სქემა: ა) წვა და კარტერის სივრცის შევსება; ბ) განდევნა და ცილინდრის შევსება.

გამომქრევი ფანჯრა 4 ხერხლის 5 საშუალებით აერთებს კარტერის სივრცეს ცილინდრთან მაშინ, როდესაც დღეულის ქვედა მდგომარეობაშია.

გამომშვები ფანჯრის 3 საშუალებით სამუშაო სვლა დასასრულს ნამუშევარი აირები აცმოსტეგოში გაიღვწება.

ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავა შემდეგნაირად მოქმედებს: ქვემოდან ზემოთ დღეულის მოძრაობის დროს ცილინდრში მთავარი ნარევი იკუმშება და კარტერის

დასასრულს ფეთქდება. ეოტქტიანი ძრავის დროს ისევე, როგორც ეს ხდებოდა ოთხტაქტიანი კარბურატორიან ძრავაში. წვის შედეგად აირები წნევა ცილინდრში იზრდება, ამის გულგნით დღეულის მოძრაობით ქვემოთ და ასრულდება სამუშაო სვლა. სამუშაო სვლის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილზე ადრე) დღეულის გამომშვები ფანჯრის აღება და ნამუშევარი აირები დიდი სიჩქარით გამოდის გარეთ.

დღეულის შიდადგომი მოძრაობისას ქვემოთ ითრება კარტერთან შეერთებული გამომქრევი ფანჯრა. საიდანაც ცილინდრში იწვებს სვლას კარტერის სივრცეში სუსტად შეკუმშული საწვავი ნარევი. დღეულის ზედა მარჯვნივ მიწყობილია შვერი-დიფლექტორი, რომლის დანიშნულებაა მისივე საწვავი ნარევის მიმართულება ზემოთ, ხელი შეუწყოს ცილინდრის კარგ გასუფთავებას ნამუშევარი აირისაგან და ამ დროშვას საწვავი ნარევის უშუალოდ ღენა გამომშვებ ფანჯრაში. გამომქრევი ფანჯრიდან ცილინდრში მოხვედრილი ნარევი იკუმშება დღეულის ზემოთ მოძრაობის დროს; ერთდროულად კარტერის შიგა სივრცეში დღეულის ქმნის გაუხშობებას და ახორციელებს საწვავი ნარევის შეწოვას. ცხადია, კარტერის მჭიდრო დახურვა ასეთი ძრავას ნორმალური მოქმედების აუცილებელ პირობას წარმოადგენს.

ამრიგად, პირველი ტაქტის განმავლობაში (დღეულის მოძრაობისას ზემოთ) სრულდება სამუშაო სვლა, ნამუშევარი აირის გან-

დევნა და კარტერიდან ცილინდრში საწვავი ნარევის შეშვება. მეორე ტაქტის განმავლობაში (დგუშის მოძრაობისა და ქვემოლან ზემოთ) წარმოებს ცილინდრში მოხვედრილი ნარევის კუმშვა და კარბურატორიდან კარტერის სივრცეში საწვავი ნარევის შეწოვა.

ოთხტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიანი ძრავას უპირატესობაა: დამხმარე სვლების ნაკლები რაოდენობა; კონსტრუქციის სიმარტივე; საიმედო მუშაობა. ამასთანავე, ასეთ ძრავას გააჩნია არსებითი ნაკლოვანებები: საწვავის აუცილებელი კარგვა გამოშვებები მილიდან; ცილინდრების ცუდი გასუფთავება ნაშუშევიარი აარებისაგან; სამუშაო სვლების დიდი სიხშირის გამო დგუშის გადახურება და ცილინდრის გაგრილების სირთულე.

ძრავა ასანთი ბირთვით. ასეთ ძრავას ხშირად კალორიზატორიან ძრავას უწოდებენ. მუშა პროცესის მიხედვით ის ემსგავსება კარბურატორიან ორტაქტიან ძრავას იმ განსხვავებით, რომ განსახილველი ძრავას ცილინდრში საწვავი ნარევის მაგიერ სუფთა ჰაერი შედის.

ასანთი ბირთვის (კალორიზატორის) დანიშნულებაა ხელი შეუწყოს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე რამდენიმედ მეტად ცილინდრში მყოფი ჰაერის გაცხელებას. ამით უზრუნველყოფილი იქნება ასანთ ბირთვში შეფრქვეული საწვავის აალება ელექტრონაპერწყლის გარეშე. ამჟამად, რომ ასეთი ძრავას საწყისი ამუშავებისათვის საჭირო იქნება ასანთი ბირთვის წინასწარ გაცხელება. ძრავას ამუშავების შემდეგ მუშა პროცესის მიმდინარეობის გამო ასანთი ბირთვი შეინარჩუნებს საჭირო ტემპერატურას.

ასანთი ბირთვის მქონე ძრავები დაბალ კუმშვის ძრავებია და მათში კუმშვის ხარისხი არ აღემატება $\epsilon = 7$ სიდიდეს.

ძრავის მუშაობის შემდეგნაირად სრულდება: ცილინდრში ჰაერის კუმშვა, რომელიც დგუშში არ მისულა ზ. მ. წერტილამდე 60-120 სმ სიღრმის უკონტრულებების მიხედვით), ფრქვევანადან ასანთ ბირთვში შეიფრქვევა საწვავი (ნავთობი, მახუთი). ასანთი ბირთვის გავლენით საწვავი ორთქლდება, შეერევა ჰაერს, ქმნის მუშა ნარევის და კუმშვის დასასრულს იწყებს წვას. წვის დროს გამოყოფილი სითბო იწვევს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას, ამის გავლენით დგუშში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს სასარგებლო მუშაობას.

როდესაც დგუში ზ. მ. წერტილიდან თავისი სვლის დაახლოებით ოთხ მეხუთედს გაივლის, იღება ცილინდრის კედელში მოწყობილი გამოშვები ფანჯარა, საიდანაც დიდი სიჩქარით გამოდის ნაშუშევიარი აირი. როდესაც თავისი სვლის დაახლოებით კიდევ 0,1 მანძილზე დგუში კიდევ გადაადგილდება ქვემოთ, იღება გამოშვები ფანჯარა (მო-

თავსებული გამოშვები ფანჯრის დიამეტრალურად საწინააღმდეგო მხარეს) და ცილინდრში იწყებს შესვლას წინასწარ კარტერში 1,15-1,20 ატ-მდე შეკუმშული ჰაერი. დგუშზე მოწყობილი დეფლექტორის გავლენით ჰაერი მიემართება ზემოთ და ხელს უწყობს ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოდევნას.

ქვემოდან ზემოთ დგუშის მოძრაობისას იხურება ჯერ გამომქრევი, შემდეგ კი გამოშვები ფანჯრები, იწყება კუმშვა და პროცესი მეორდება.

კარტერში ჰაერის შესაშვებად მოწყობილია ცალმხრივ მოქმედი სარქველი, რომელიც კარტერის შიგა სივრცეში გაუხშობების წარმოქმნის დროს ავტომატურად იღება, სხვა შემთხვევაში კი ჩაკეტილია.

ამრიგად, განხილულ ძრავაში პირველი ტაქტის დროს ხდება საწვავის წვა და აირის გაფართოება, რომლის ბოლოს იწყება ნამუშევარი აირების განდევნა და ცილინდრის გამოქრევა ჰაერით, მეორე ტაქტის დროს კი — გამოქრევისა და აირის განდევნის დამთავრება, ჰაერის კუმშვა და სამუშაო ნარევის შექმნა.

ასანთი ბირთვის მქონე ძრავას დადებითი მხარე კონსტრუქციისა და მოვლის სიმარტივეა; ამასთანავე, მას ახასიათებს ისეთი დიდი ნაკლი, როგორცაა დაბალი ეკონომიურობა, წვის პროცესის არასრულყოფილობის გამო დიდი ბრუნთა რიცხვის მიღწევის შეუძლებლობა, გაძნელებული ამუშავება და სხვ.

უკომპრესორორტაქტიანი დიზელი. ორტაქტიანი დიზელები ფართოდ გამოიყენება სტაციონარულ დანადგარებსა და გემებზე. ისინი ყველაზე უფრო ხშირად გვხვდება როგორც დიდი სიმძლავრისა და მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავები.

ორტაქტიანი ძრავები ნაკლებად გამოიყენება სახმელეთო ტრანსპორტზე, რაც დაკავშირებულია მაღალ ბრუნთა რიცხვზე და ცვალებადი რეჟიმის პირობებში ცილინდრის გასუფთავებისა და შევსების პრობლემის გადაჭრის დიდ სირთულესთან. მეორე სირთულე დაკავშირებულია ცილინდრში მიმდინარე პროცესის უფრო მაღალ საშუალო ტემპერატურასთან, რაც იმის შედეგია, რომ ორტაქტიანი ძრავაში სამუშაო სვლა მუხლა ლილვის ყოველ ბრუნვაზე წარმოებს. ეს ზრდის დგუშის სითბოდაძაბულობას და აგრეთვე გავლენას ახდენს ცილინდრის კედლებზე, სახურავსა და განსაკუთრებით კი დგუშის ზედა შემაპქიდროებელ რგოლზე.

დასახელებული მიზეზების გამო მაღალი ბრუნთა რიცხვის დროს დგუშისა და რგოლების ტემპერატურა მატულობს, რასაც ზოგ შემთხვევაში მოსდევს დგუშის ძირის ამოწვა და რგოლების დრეკადობის დაქარგვა.

ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი ძრავების შედარება

სახალხო მეურნეობაში დიდად გავრცელდა როგორც ოთხტაქტიანი, ისე ორტაქტიანი შიგაწვის ძრავები. სადღეისოდ შიგაწვის ძრავების გამოყენების შემდეგი სურათი გვაქვს:

მომხმარებლის დასახელება	გამოყენებული ძრავის ტიპი
დიდი სიმძლავრის სტაციონარული დანადგარები და საზღვაო ტრანსპორტი.	ორტაქტიანი დიზელები
საშუალო სიმძლავრის სტაციონარული დანადგარები და საზღვაო და საკინიგზო ტრანსპორტი	ოთხტაქტიანი და ორტაქტიანი დიზელები
სახმელეთო ულიანდაგო ტრანსპორტი (ავტომობილები)	ოთხტაქტიანი დიზელები და კარბურატორიანი ძრავები
ტრაქტორები	ოთხტაქტიანი დიზელები
მცირე სიმძლავრის სტაციონარული დანადგარები სოფლის მეურნეობაში	ორტაქტიანი დაბალი წნევის ძრავები
მოტოციკლები და ძრავიანი ნაგები	ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავები

ოთხტაქტიანთან შედარებით ორტაქტიან ძრავაში სამუშაო პროცესი ორჯერ ნაკლებ დროში სრულდება. ეს იმას ნიშნავს, რომ ცილინდრის ერთი და იმავე ზომების, წვის პროცესის მიმდინარეობის ერთნაირი პირობებისა და თანაბარი ბრუნთა რიცხვების დროს ორტაქტიანმა ძრავამ ოთხტაქტიანთან შედარებით ორჯერ მეტი სიმძლავრე უნდა განავითაროს.

სინამდვილეში, იმის გამო, რომ დგუშის სვლის ნაწილი იკარგება შეშვებაზე და გამოქრევაზე, ორტაქტიანი ძრავას სიმძლავრე ჰკარბობს ოთხტაქტიანისას $1,6 \div 1,8$ -ით.

მიუხედავად ასეთი დიდი უპირატესობისა ორტაქტიან ძრავებს არ შესწევს უნარი მთლიანად გამოლევნოს გამოყენებიდან ოთხტაქტიანი ძრავები.

ამის მიზეზი ისაა, რომ თანამედროვე ძრავათმშენებლობას ჯერ არ შეუძლია დაამზადოს მაღალი ბრუნთა რიცხვის მქონე დიდი სიმძლავრის ორტაქტიანი დიზელი.

ახლანდელი ძრავათმშენებელი ქარხნები ამზადებენ ნელსვლიან დიდი სიმძლავრის ორტაქტიან საუცხოო დიზელებს, რომელთაც შე-

უძლიათ ხანგრძლივად და შეუფერხებლად მუშაობა. ასეთი ძოაკები შეუცვლელნი არიან სტაციონარულ სამუშაოსა და დიდ გემეზზე. მათ რა თქმა უნდა, ვერაერთარ შემთხვევაში ვერ გაეწეას კონკურენციას ოთხტაქტიანი ძრავა.

სამაგიეროდ ორტაქტიანი ძრავა ვერ შეედრება ოთხტაქტიან ძრავას მაშინ, როდესაც შედარებით მოზრდილ სიმძლავრესთან ერთად საჭიროა მაღალი ბრუნთა რიცხვი.

ამგვარად, ორივე ტიპის ძრავას აქვს თავიანთი დადებითი და უარყოფითი თვისებები და ყოველ ცალკეულ შემთხვევაში უპირატესობა მიენიჭება ხან ოთხ და ხან ორტაქტიან ძრავას.

§ 4. ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა

ძრავას ცილინდრში განხორციელებული პროცესები სწრაფად მიმდინარე რთული პროცესებია, რის გამო მათი უზუსტი წარმოდგენა აზროვნებაში შეუძლად ძნელია. ამიტომ პროცესების დეტალური ახსნისა და შესწავლისათვის საჭიროა ცილინდრში მიმდინარე პროცესების ასახვა დიაგრამის სახით.

ასეთი დიაგრამა ხელსაყრელია გამოსახვდეს დეტალური გადაადგილების დროს ცილინდრის შიგნით არსებული წნევის ცვალებადობას.

დიაგრამის შინაარსის გასარკვევად განვიხილოთ მე-3 ნახაზზე გამოსახული სქემა. სქემაზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის სქემა და მის ზემოთ, პირობით, გამოსახულია დიაგრამა. მოხერხებულობისათვის ცილინდრი პორიზონტალურ მდგომარეობაშია გამოსახული.

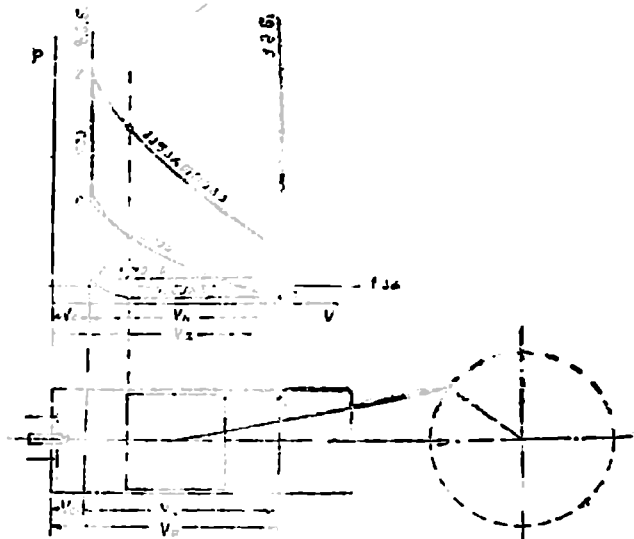
დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს ცილინდრის მოცულობას (V), ხოლო ორდინატა იმ წნევას (p), რომელიც მყარდება მოცემულ მომენტში ცილინდრის შიგნით მისი მოცულობის შესაბამისად.

დიაგრამაზე ნაჩვენებია გარემოს შესაბამისი ატმოსფერული წნევის ხაზი.

პროცესის დასაწყისში დეტალური იმყოფება ზ. მ. წერტილში: ამ დროს დეტალური მარცხნივ გვექნება კუბის (წყის) კამერის მოცულობა V_0 . დეტალური გადაადგილებისას ზ. მ. წერტილიდან ქ. მ. წერტილამდე ის აღწერს ცილინდრის V_h ზემა მოცულობას. ამ მოცულობების ჯამი ($V_h + V_0$) შეესაბამება ცილინდრის V_c მთლიან მოცულობას.

დასაწყის მდგომარეობაში, ცილინდრის პრესურას დასაწყისში, კუბის კამერა გამოვსებულია წინა ცილინდრისაგან დაიჩივილი ნამუშევარი აირით, რომლის p_c წნევა გამოვსებული სისტემის წინაღობის გამო გარემოს წნევაზე ოდნავ მეტია. ამ მდგომარეობას დიაგრამაზე შეესაბამება r წერტილი.

ამას შემდეგ იწყება დგუშის გიგანტულიება, წნევა ცილინდრში კლებულობს და იწყება ცილინდრის შეკეცება (პროცესი ra). დგუშის მოძიევებო სელაზე წარმოებს კეცბა (ac) და შემდეგ ელექტრონაპერ-
 ჟვის დასწარებით აალება და წვა (ca). დგუშის მესამე სელაზე წვის პროექტები ფართოვდება (zb) და სრულდება სასარგებლო მუშაო-
 მეთებე სელა შეყვანამება ნახუშეკარი აირების განდევნას.



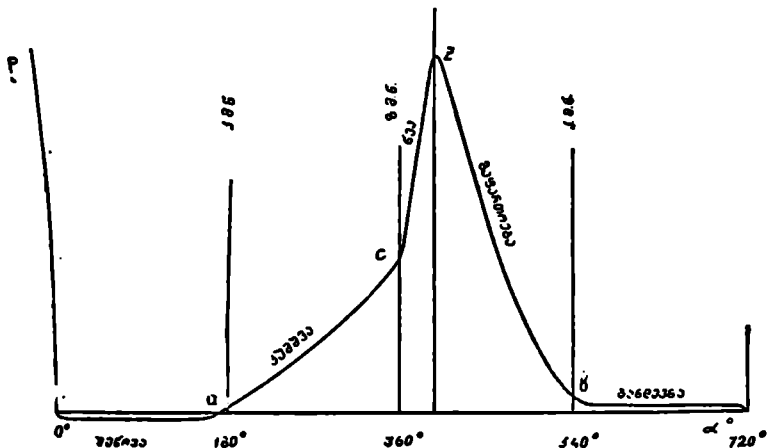
ნ.ბ. 8. სელა ინდუქციული დიავრამის ასახვად.

აღწერილი დიავრამის ალება სარგებე კრავადან ხერხდება ხელ-
 საწყითი, რომელსაც წნევა ინდუქტორი ეწოდება ამასთან დაკავ-
 შირებით დაავრამსაც ინდუქტორულ დიავრამს უწოდებენ

მე-8 ნახაზე p' კოლონატივითა განოსახეო ინდუქტორულ
 დიავრამს შეკრული სახე ექვს.

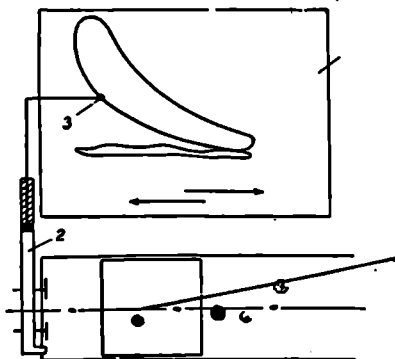
ზოგჯერ ხელსაყოელია ეგეთ დიავრამა კამ ევსახით გაშლილი სა-
 ხით pa კოორდინატებში, ე. ი. ვამ. ვსაათ ცილინდრში არსებული
 წნევა p მუხლა ლილის შემობრენების კუთხის (α) სიდიდისაგან და-
 მოკიდებულებით. ასეთ დიავრამებს ვამლ ლი ინდუქტორული თა-
 გრამები ეწოდება, რომლის ნახეში ნახეენებია მე-9 ნახაზე.

წნევის უმარტოესი ინდუქტორი სქემა შეკვებისადა შეკლე-
 ბა წარმოვიღებინოთ (ნახ 16): დაე. 1. როთილხედაც დაკრულია ოქო-
 რი ქალადი. კრემბტიკურად ისე შეკბმული მოუღმეოთა სეგ ნახმ-
 თან. რომ მუხლა ლილის ბრუტკია დროს იმეორებს დგუშის სიბჭო-
 თან.



ნახ. 9. გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამის ნიმუში.

ნულ უკუმოქცევ-გადატახითს მოძრაობას. წვის კამერა ხერტილით შეერთებულია ძირე ზომის ცილინდრთან 2, რომელშიც მოძრაობს ზამბარათი დატვირთული დგუში. დგუშის შტოკს მიმაგრებული აქვს ფანქარი 3, რომელიც თავისი წვერით ებრჯინება დაფაზე დაკრულ თეთრ ქაღალდს. აღვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას მუშაობის დროს დაფა იმოძრაებს მარჯვნივ და მარცხნივ და ასახავს ცილინდრის მოცულობითს ცვალებადობას, ხოლო ფანქარი იმოძრაებს ზემოთ და ქვემოთ და ასახავს ცილინდრის შიგნით წნევის ცვალებადობას. ასეთ პირობებში, ცხადია, ქაღალდზე დაფის იხაზება ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა. განმარტების გამარჯვების მიზნით ინდიკატორის სქემაზე ნაჩვენები იყო მოძრაობის დასრულების შემდეგ მის მაგიერ აკეთებენ მუხლა ლილვთან შებმულ



რის გამო მის ზედაპირზე იხაზება px კოორდინატებში გამოსახული გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

ასეთი მარტივი სქემით განხორციელებული წნევის ინდიკატორები (ან როგორც მათ ხშირად უძახიან მაიგაკის ტიპის ინდიკატორები) გამოიყენება მხოლოდ მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე

ნახ. 10. წნევის უმარტივესი ინდიკატორის პრინციპული სქემა.

ძრავების ინდიცირებისათვის.

სწრაფსვლიანი ძრავებისათვის ისინი გამოუსადეგარია, რადგანაც ინდიკატორის მოძრავი ნაწილების გადიდებული ინერციის ძალები გამოიქცხავს დიაგრამის გამოხაზვის შესაძლებლობას.

თანამედროვე სწრაფსვლიანი ძრავებისათვის გამოიყენება ელექტროპნევმატური სტრობოსკოპული ინდიკატორები და აგრეთვე ინდიცირების მეთოდი, სადაც დიაგრამის აღება ხორციელდება პიეზოკვარცული გადამწოდისა და ელექტრონული ოსცილოგრაფის მეშვეობით.

სტრობოსკოპული მეთოდი ხორციელდება წერტილების ჩაწერით, რომლებიც სხვადასხვა ციკლებს შეესაბამება. ამის გამო სტრობოსკოპული ინდიკატორის საშუალებით ჩვენ ვაგებთ დიაგრამას, რომელიც წარმოადგენს რამდენიმე ციკლის საშუალოს.

§ 8. დგუშინი შიგაწვის ძრავების კლასიფიკაცია

დგუშინი შიგაწვის ძრავები შეიძლება დაჯგუფდეს შემდეგი ძირითადი ნიშნების მიხედვით:

1. მუშა პროცესის განხორციელების ხერხის მიხედვით:

ა) ოთხტაქტიანები, რომლებშიც მუშა პროცესი სრულდება დგუშის ოთხი სვლის, ანუ მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების განმავლობაში;

ბ) ორტაქტიანები, რომლებშიც მუშა პროცესი სრულდება დგუშის ორი სვლის, ანუ მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნების განმავლობაში;

2. გამოყენებული საწვავის მიხედვით:

ა) თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ მსუბუქ საწვავებს (ბენზინი, ბენზოლი, ნავთი, ლიგროინი, სპირტი) ან მძიმე საწვავებს (სადიზელო, სოლარის ზეთი, გაზოალი, მავუთი);

ბ) აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ შეკუმშულ ან გათხევადებულ მდგომარეობაში მყოფ ბუნებრივ ან საწარმოო საწვავ აირებს;

გ) მყარი საწვავით მომუშავე ძრავები, რომლებიც იყენებენ მერქანს, ნახშირს ან სხვა მყარ მდგომარეობაში მყოფ საწვავებს, გარდაქმნილს აირგენერატორში აიროვან საწვავად;

დ) მრავალსაწვავიანი ძრავები, რომლებიც მუშაობენ სხვადასხვა სახის თხევად საწვავებით, დაწყებული მსუბუქიდან მძიმემდე.

3. ნარევე წარმოქმნის ხარისხის მიხედვით:

3. ე. მახლდინი

ა) გარე ნარევეწარმოქმნის მქონე ძრავები, რომლებშიც საწვავი ნარევი, შემდგარი ჰაერისა და მსუბუქი თხევადი საწვავის ორთქლისაგან ან აიროვანი საწვავისაგან, მზადდება მუშა ცილინდრის გარეთ. მათ მიეკუთვნება აიროვანი საწვავით მომუშავე და კარბურატორიანი ძრავები და ისეთი ძრავები, რომლებშიაც წარმოებს საწვავის მუხტის შეფრქვევა შემშვებ სისტემაში (მილში);

ბ) შიგა ნარევეწარმოქმნის მქონე ძრავები, რომლებშიც საწვავი ნარევი (აგრეთვე მუშა ნარევი) მზადდება მუშა ცილინდრის შიგნით. მათ მიეკუთვნება დიზელები (თვითაალებადი ძრავები) და იძულებითი აალების მქონე ძრავები, რომელთა ცილინდრში მსუბუქი თხევადი საწვავის შეფრქვევა წარმოებს.

დიზელები, თავის მხრივ, შეიძლება იყოს გაუყოფელი ან გაყოფილი წვის კამერით. პირველ შემთხვევაში წარმოებს საწვავის უშუალო შეფრქვევა წვის (კუმშვის) კამერაში, მეორე შემთხვევაში კი კამერის ძირითადი ნაწილის გარდა არსებობს წინა ან გრიგალური კამერა, რომლებშიაც ხდება საწვავის შეფრქვევა და ნარევეწარმოქმნა. გრიგალური კამერა შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სახურავში ან დგუშში.

4. სა მუ შ ა ო ნ ა რ ე ვ ი ს ა ა ლ ე ბ ი ს ხ ე რ ხ ი ს მ ი ხ ე დ ვ ი თ :

ა) ძრავები იძულებითი ანთებით, რომლებშიც მუშა ნარევის აალება ელექტრონაპერწყლით წარმოებს;

ბ) თვითაალებით მომუშავე ძრავები (დიზელები), რომლებშიც ძლიერი კუმშვით გაცხელებულ ჰაერში შეფრქვეული საწვავის თვითაალება ხდება;

გ) ასანთი ბირთვის მქონე ძრავები (კალორიზატორული ძრავები), რომლებშიც კამერაში შეფრქვეული საწვავი აღდება ბირთვის ცხელი კედლების გავლენით.

გვხვდება აგრეთვე შერეული ანთების მქონე ძრავები, რომლებშიც ძირითადად აიროვანი საწვავით მუშაობენ და რომლებშიც ნარევის აალება წარმოებს ასანთები თხევადი საწვავის თვითაალებით.

5. ც ი ლ ი ნ დ რ ე ბ ი ს შ ე ვ ს ე ბ ი ს ხ ა ს ი ა თ ი ს მ ი ხ ე დ ვ ი თ :

ა) შეწოვით მომუშავე ძრავები, რომლებშიც ცილინდრების შევსება ჰაერით ან საწვავი ნარევით წარმოებს იმ გაუხშობების ხარჯზე, რომელიც შეიქმნება პროცესის განმავლობაში დგუშის გადაადგილებით;

ბ) ჩაბერვის მქონე ძრავები, რომლებშიც ცილინდრების შევსების გადიდების მიზნით ჰაერი ან საწვავი ნარევი ცილინდრში იგზავნება წნევით. რომელიც აღემატება ვარეშოს წნევას. წნევის გადიდება

წარმოებს სპეციალურ დამჭირხნში (კომპრესორში).

6. ძირითადი სქემის მიხედვით:

ა) ტრონკული და ბ) კრეიციოფიანი ძრავები.

7. ცილინდრების რაოდენობის მიხედვით:

ა) ერთცილინდრიანი და ბ) მრავალცილინდრიანი ძრავები.

8. ცილინდრების განლაგების მიხედვით:

ა) ძრავები ცილინდრების ვერტიკალური განლაგებით; ბ) ძრავები ცილინდრების ჰორიზონტალური განლაგებით; გ) ძრავები ცილინდრების V-ს მსგავსი განლაგებით და აგრეთვე ცილინდრების ურთიერთ რაიმე კუთხით განლაგებით; დ) ძრავები, რომლის ცილინდრებში სხვადასხვა მიმართულებით მოძრავი ორ-ორი დგუშია მოთავსებული.

9. სწრაფსვლიანობის მიხედვით:

ა) ნელსვლიანი ძრავები, რომელთა დგუშის საშუალო სიჩქარე არ აღემატება 6,5 მ/წმ; ბ) სწრაფსვლიანი ძრავები, რომელთა დგუშის საშუალო სიჩქარე სჭარბობს 6,5 მ/წმ.

გარდა ამისა, ძრავები შეიძლება ერთიმეორისაგან განსხვავდებოდეს ბრუნვის მიმართულებითა და რევერსიულობის მიხედვით.

10. ძირითადი დანიშნულების მიხედვით:

ა) სტაციონარული, ბ) საზღვაო; გ) საარქინიზო; დ) საავტოტრაქტორო; ე) საავიაციო ძრავები; ვ) ძრავები, რომლებიც გამოიყენება სოფლის მეურნეობაში.

§ 6. სხვადასხვა ტიპის ძრავები

ამ პარაგრაფში განხილულია ისეთი ძრავების უმარტივესი სქემები, რომლებიც ჭერჭერობით ფართოდ არაა გავრცელებული, მაგრამ პერსპექტიულია და მომავალში მოსალოდნელია მათი ფართო გამოყენება. ასეთებია: როტორული, ცვალებადი კუშშვის ხარისხის მქონე და გარეწვის ძრავები.

როტორული ძრავა

დგუშიანი ძრავას მრულდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის არსებითი ნაკლოვანებები დიდი ხანი ვერ იქნა თავიდან აცილებული. ამ გარემოებამ ბიძგი მისცა შიგაწვის ძრავების ისეთი სქემების დამუშავებას, სადაც მუშა პროცესი მრულდმხარა მექანიზმის გამოყენებულად განხორციელდებოდა.

ცნობილია ჯერ კიდევ გასული საუკუნის დასასრულს წამოყენებული როტაციული ძრავის სხვადასხვა სქემები, რომელთა შორის 35 წლის შრომის შედეგად პრაქტიკულად გამოიყენეს მხოლოდ ვანკელის როტორული ძრავა. ასეთ ძრავას 1964 წლიდან უშვებენ მრეწველობა, რომელთაგან ნაწილი გამოიყენებულია გერმანიის ფედერაციული რესპუბლიკის, იაპონიისა და საფრანგეთის ზოგიერთ სერიულ მსუბუქ ავტომანქანაზე.

ვანკელის როტორულ ძრავას სქემა ნაჩვენებია მე-11 ნახაზზე. კორპუსში (1) იმყოფება რთული ეპიტროქოიდული ფორმის ძივრცე, რომელშიც მუშა ლილვის (2) ექსცენტრიკზე ბრუნავს სამკუთხა როტორი (3). როტორს აქვს შიგა მოდების კბილანა (4), რომელიც მოდებულია უძრავ, კორპუსთან მიმაგრებულ გარე მოდების კბილანასთან (5).

კორპუსსა და როტორს შუა იქმნება ნამგლისებრი ფორმის სამი კამერა. როტორის ზრუნვის დროს ამ კამერების მოცულობები იცვლება, რაც აუცილებელია ძრავას მუშა პროცესის განსახორციელებლად.

სამკუთხა როტორის წვეროები A, B, C სრიალებს როტორის მუშა ზედაპირზე, რომელთანაც, სპეციალური ფირფიტების მეშვეობით ჰქმნიან შემჭიდროებას. ამასთან ერთად გამოიყენებულია რადიალური შემამჭიდროებელი ფირფიტები და იქმნება მთლიანი სისტემა მუშაკამერების ჰერმეტიზაციისათვის.

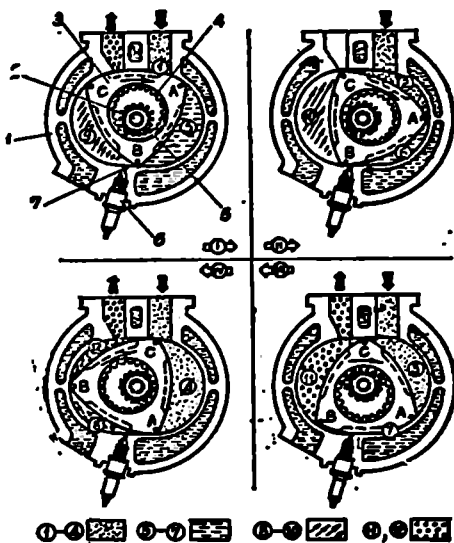
ლილვის (2) ბრუნვის დროს როტორი (3) ბრუნავს რა ლილვის ექსცენტრიკზე თავისი კბილანით (4), გორავს უძრავ კბილანაზე (5); ამ პროცესში როტორი ლილვთან შედარებით შემობრუნდება იმავე მიმართულებით. კბილანათა კბილების რაოდენობა ისეა შერჩეული, რომ ლილვის ერთ შემობრუნებაზე როტორი შემობრუნდება $1/3$ ბრუნით და, მაშასადამე, ლილვის სამ შემობრუნებაზე მუშა კამერებში შესრულდება სამი მუშა პროცესი.

ვანკელის ძრავას მუშა პროცესის მიმდინარეობა ნათლად ჩანს სქემიდან (ნახ. 11) და დამატებით განმარტებას არ მოითხოვს.

როგორც ჩანს, ვანკელის ძრავას არ სჭირდება აირგანაწილების მექანიზმი, რაც ძალიან ამარტივებს მის კონსტრუქციას და მნიშვნელოვნად ამცირებს დასამზადებელი დეტალების რაოდენობას; ამასთანავე, ვანკელის ძრავას კუთრი მასა და მის მიერ დაკავებული მოცულობა დღეშიანი ძრავას მასასთან და მოცულობასთან შედარებით ბევრად უფრო მცირეა.

ვანკელის ძრავას დადებით თვისებად უნდა ჩაითვალოს აგრეთვე მისი კარგი შეწონასწორება.

აღსანიშნავია, რომ წარმოებაში მყოფი ვანკელის ძრავები მუშაობს საწვავი ნარევის გარეწარმოქმნით და ჭერჭერობით ვერ ხერხდება მათი გადაყვანა დიზელის პროცესზე.



①-④ ⑤-⑦ ⑧-⑩ ⑪, ⑫, ⑬, ⑭

სეზუკას კაჩუკა მუჰა სსს მანქანა

ნახ. 11 ვანკელის ძრავას სქემა.

როტორული ძრავების ექსპლუატაციამ გამოამყლენა მათი ნაკლოვანი მხარეები, რომელთაგან ძირითადია შემამჭიდროებელი ელემენტების არასაიმედო მუშაობა, წვის კამერის ცუდი ფორმა და გადიდებული ცვეთა.

დადასტურებულად შეიძლება ჩაითვალოს, რომ ვერ მოხერხდა ვანკელის ძრავას ძირითადი უპირატესობის — სწრაფსვლიანობის რეალიზაცია, რადგანაც დიდი სისწრაფეების დროს დაუშვებლად სწრაფად ცვლება შემამჭიდროებელი ფირფიტები და მუშა ზედაპირები. თუ დასაწყისში იმედოვნებდნენ, რომ ვანკელის ძრავას ლილვის ბრუნთა რიცხვი მიაღწევდა 30 ათასს, სინამდვილეში ამ ციფრმა ვერ გადააჭარბა 6 ათასს (ე. ი. როტორის 2 ათას ბრუნს), რაც, რა თქმა უნდა, არ შეიძლება დამაკმაყოფილებლად ჩაითვალოს.

ამრიგად, ვანკელის ძრავას მომავალი ჯერ კიდევ არ შეიძლება გადაწყვეტილად ჩაითვალოს, მით უმეტეს, რომ ამ ბოლო ხანებში რამდენიმე ცნობილმა ფირმამ შეწყვიტა ასეთი ტიპის ძრავებზე მუშაობა.

უკანასკნელ პერიოდში უფრო საიმედოა როტაციულფრთებიანი ძრავა, რომლისაღმ დიდი ინტერესი შეიმჩნევა.

გარეწვის ძრავა

შიგაწვის ძრავასაგან განსხვავებით, გარეწვის ძრავაში საწვავის წვა ცილინდრის გარეთ ხდება და გამოყოფილი სითბო ცილინდრში მყოფ მუშა სხეულს ძრავას კედლებიდან გადაეცემა. ასეთ ძრავაში ნებისმიერი საწვავი ან სითბოს ნებისმიერი წყარო შეიძლება გამოვიყენოთ.

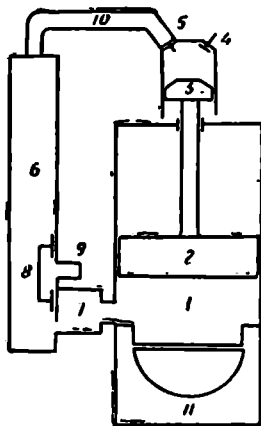
ვინაიდან დასახელებულ ძრავაში წვა ცილინდრის გარეთ ხდება, ამიტომ მისი ორგანიზაცია გაადვილებულია, რაც უზრუნველყოფს წვის პროდუქტების ნაკლებ ტოქსიკურობას. ამასთანავე, ასეთ ძრავებში ხერხდება მუშა სხეულის გაფართოების შემდეგ მასში დარჩენილი სითბოს რეგენერაცია, რის გამოც უმჯობესდება სითბოს გამოყენება და, მაშასადამე, იზრდება ძრავას მ. ქ. კოეფიციენტი.

მართალია, ერიქსონზე უფრო ადრე სტირლინგმა შექმნა გარეწვის ძრავა, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, გასული საუკუნის შუა წლებში ერიქსონის ძრავები უფრო ფართოდ გავრცელდა მრეწველობაში.

როგორც ისტორიული მონაცემებიდან ჩანს, ასეთი ტიპის ექვსიათასამდე ძრავა დამზადებული ყოფილა, რომელთაგან ზოგი გემებზედაც კი იყო გამოყენებული.

საინტერესოა, რომ ამ ბოლო ხანებში, როდესაც ხელახლა მიუბრუნდნენ გარეწვის ძრავებს, მხოლოდ სტირლინგის სქემა აღმოჩნდა პერსპექტიული.

შე-12 ნახაზზე ნაჩვენებია ერიქსონის გარეწვის ძრავას უმარტივესი სქემა. შემწოვი მილის (10) და სარქველის (4) გავლით ჰაერი ხვდება კომპრესორში (3), სადაც შეკუმშვის შემდეგ გადადის საშუალოდ რეზერვუარში (6). ამ დროს მკვეთარა (8) კეტავს გამბოლქვ მილს (9) და ჰაერი რეგენერატორის (7) გავლით შედის მუშა ცილინდრში (1), რომელიც მუდმივად ხურდება საცეცხლურით (11). გაცხელებული ჰაერი ფართოვდება, გადაადგილებს დგუშს ზემოთ და ასრულებს მუშაობას. ამ მუშაობიდან ნაწილი იხარჯება კომპრესორში ჰაერის კუმ-



ნახ. 12. ერიქსონის ძრავას სქემა.

შეაზე, ნაწილი გროვდება მძიმე დგუშის ასაწევად, დანარჩენი კი სასარგებლო მუშაობაა. დგუშის დაბლა დაშვების დროს კომპარესორში შეიწოვება ჰაერი; ამავე დროს მუშა მოცულობიდან (1) გამოიღვენება ნამუშევარი ჰაერი, რომელიც რეგენერატორში გავლის დროს დატოვებს თავისი სითბოს დიდ ნაწილს და მკვეთარას (8) შეცვლილი მდგომარეობის გამო გაიღვენება მილით (9) ატმოსფეროში. ამის შემდეგ პროცესი მეორდება; მკვეთარას მდგომარეობის შეცვლით, რეზერვუარში (6) მყოფი ჰაერი, რეგენერატორის გავლით, შედის ცილინდრის მუშა მოცულობაში; ამასთანავე, რეგენერატორში გავლის დროს ჰაერის მუხტი ითვისებს მასში წინა სვლის დროს ნამუშევარი ჰაერის მიერ დატოვებულ სითბოს.

თვით რეგენერატორი კი შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც მოცულობა, რომელიც გამოვსებულია სითბოს კარგი გამტარის (მაგალითად, ფერადი ლითონის) მცირე ზომის რგოლებით ან ბურბუშელით.

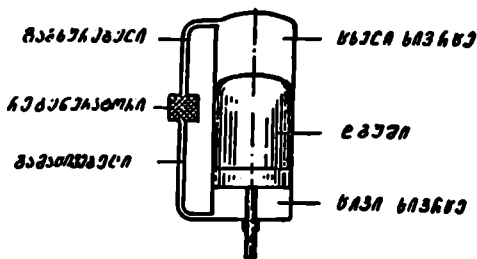
აღწერილი გარეწვის ძრავა მისი შექმნის დროს იწოდებოდა კალორიულ ძრავად. მაშინ ეგონათ, რომ სითბოს რეგენერაცია საკმარისი იქნებოდა ძრავას მუშაობისათვის, რის გამოც გარეწვის ძრავას პერპეტუუმ მობილედ მიიჩნევდნენ.

შიგაწვის ძრავების შექმნის შემდეგ გარეწვის ძრავები მივიწყებას მიეცა, ხოლო 1938 წელს ეს საკითხი ხელახლა წამოჭრა პოლანდიურმა ფირმამ „ფილიპსმა“. ჩატარებულმა გამოკვლევებმა ნათელი გახადა, რომ, თუ სტირლინგის სქემის მიხედვით განვახორციელებთ ძრავას, რომელშიც შიგა სივრცე პერმეტულად იქნება დახურული და მასში მოთავსდება მაღალი წნევის მქონე მუშა სხეული. მაშინ სითბოს რეგენერაციის მარჯვე გამოყენებით მუშა პროცესის მ. ქ. კ. შიგაწვის ძრავასთან შედარებით ბევრად უფრო მაღალი იქნება. ძალიან მარჯვე გამოდგა აგრეთვე მუშა სხეულად ჰელიუმის ან წყალბადის გამოყენება, რომელიც საწყისი მაღალი წნევის დროს (100 ატმოსფერომდე) ძრავას საკმაოდ კომპაქტურს ხდის.

ფირმამ პირველი ასეთი ძრავა დაამზადა 1944 წელს, რომელმაც თავიდანვე გვიჩვენა ეფექტური მ. ქ. კ. 39%, რაც აღემატება ბენზინით მომუშავე ძრავების, დიზელებისა და აირის ტურბინების მაჩვენებლებს.

მე-13 ნახაზზე ნაჩვენებია ტირლინგი ძრავა პრინციპული სქემა, რომელიც განახორციელებს ფირმამ „ფილიპსმა“. წარმოვიდგინოთ, რომ ცილინდრში მოთავსებულია დგუში, რომელიც მას ყოფს ორ ნაწილად. ცილინდრის ზედა და ქვედა სივრცეები ისეა ერთიანფორესთან შეერთებული, რომ მუშა სხეულის მოძრაობისას ზემოდან ქვემოთ ის თანმიმდევრულად გაივლის გამხურებელს, რეგენერატორს, გამაცოვებელს და შედის ცილინდრის ქვედა სივრცეში. ცილინდრის შიგა მოცულობა

გამოვსებულია მაღალი წნევის მქონე მუშა სხეულით, რომელიც დგუშის მოძრაობის მიმართულების შესაბამისად გადაიღვენება ზევიდან ქვევით ან ქვევიდან ზევით.



ნახ. 13. სტირლინგის ძრავის მუშაობის სქემა.

გამხურებლისა და გამაცივებლის განლაგების შესაბამისად ცილინდრის ზევით გვექნება ცხელი სივრცე, ქვევით კი — ცივი სივრცე. წარმოვიდგინოთ, რომ დგუში მოძრაობს ქვევიდან ზევით, მაშინ მუშა სხეული გაიჭლდის გამხურებელს, რის შემდეგ შევა რეგენერატორში, სადაც დატოვებს ადრე მიღებულ სითბოს და მაცივრის გავლით შევა ცილინდრის ქვედა, ცივ სივრცეში. დგუშის ქვევით მოძრაობისას ცივ სივრცეში მუშა სხეული შეიკუმშება, გაივლის რეგენერატორს, სადაც უკან დაიბრუნებს იქ დატოვებულ სითბოს, რის შემდეგ გამხურებელში კიდევ მეტად გაცხელდება. ამის შემდეგ, გადიღებული წნევით მუშა სხეული მოხვდება ცილინდრის ზედა ცხელ სივრცეში, სადაც მას მიეცემა გაფართოების საშუალება. ვინაიდან მუშა სხეულის კუმშვა ხდება დაბალი, ხოლო გაფართოება — მაღალი ტემპერატურის დროს, მივიღებთ სასარგებლო მუშაობას. რაც უფრო დიდი იქნება მუშა სხეულის საწყისი წნევა და ტემპერატურათა სხვაობა ცხელ და ცივ სივრცეებს შორის, მით მეტ სასარგებლო მუშაობას და მაღალ მ. ქ. კ-ს მივიღებთ.

განხილული სქემის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ არსებული დგუშიანი შიგაწვის ძრავებისაგან განსხვავებით, აქ სითბო მუშა სხეულის გაფართოების შემდეგ რჩება რეგენერატორში, რომელიც მასვე უბრუნდება ახალი მუშა სელის დასაწყისში. სწორედ ეს მოვლენაა გარეწვის ძრავას მ. ქ. კ-ის გადიღების ძირითადი ფაქტორი.

აღწერილი პრინციპი სხვადასხვა კონსტრუქციული სახით შეიძლება განხორციელდეს. ყველაზე ხშირად გვხვდება შემთხვევა, როდესაც ერთ ცილინდრში ორი დგუშია მოთავსებული, რომლებიც რომბუ-

ლი მექანიზმით ერთ ლილვთანაა შებმული და რომლებსაც ერთმანეთის მიმართ კუთხური დაცენა აქვთ (დაახლოებით 120°).

საინტერესო სქემა მიიღება ცილინდრების V-სებრი განლაგებით; ასეთ კომბინაციაში ცილინდრების ერთი მხარე ცივია, სადაც მიმდინარეობს მუშა სხეულის კუმშვა, მეორე კი — ცხელი და განკუთვნილია გაცხელებული მუშა სხეულის გაფართოებისათვის.

საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში მუშაობენ გარეწვის როტაციული ძრავას შესაქმნელად. მოსალოდნელია, რომ ასეთ ძრავებს აღმოაჩნდებათ მნიშვნელოვანი დადებითი თვისებები.

ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავა

შეგაწვის ძრავების შემდგომი განვითარება დაკავშირებულია მათ ძლიერ ფორსირებასთან მაღალი ჩაბერვის გამოყენებით. მაგრამ ძლიერი ფორსირება შეზღუდულია წვის მაქსიმალური წნეევითა და ტემპერატურით.

ძრავას საკმარისი სიმტკიცის მისაღწევად აუცილებელია წვის მაქსიმალური წნევა არ აღემატებოდეს 125—135 კგ/სმ², რაც აძნელებს ძლიერი ჩაბერვის გამოყენებას. ამ მდგომარეობიდან გამოსავალს ხედავენ ცვლადი კუმშვის ხარისხის გამოყენებაში, სადაც მოხერხდება ჩაბერვის წნევის ზრდასთან ერთად კუმშვის ხარისხის ავტომატური შემცირება და წვის მაქსიმალური წნევის შენარჩუნება ერთ ღონეზე.

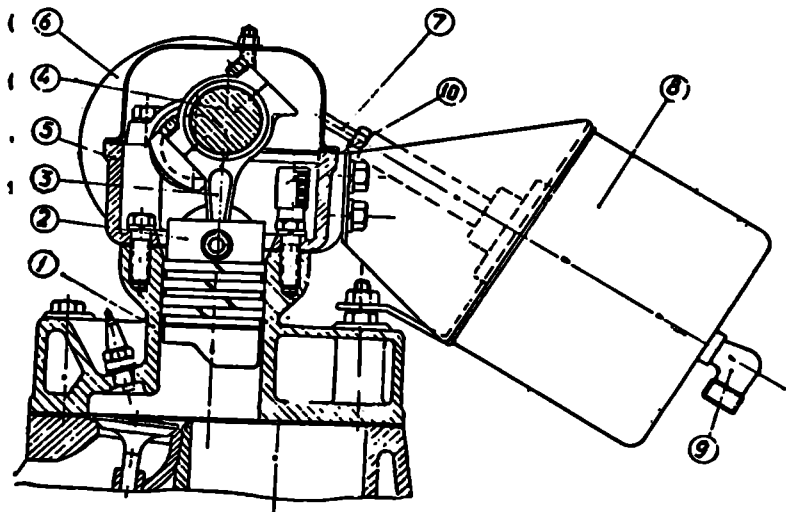
აღსანიშნავია ისიც, რომ დიზელის კუმშვის ხარისხის ავტომატური რეგულირებით გაუმჯობესდება ძრავას ამუშავების პირობები და შესაძლებელი გახდება ერთი და იმავე ძრავასათვის სხვადასხვა საწვავის გამოყენება. ასეთი ძრავას დადებითი თვისებები ნათქვამით არ ამოიწურება.

რამდენიმე ათეული წლის წინათ, როდესაც იწყებოდა სამუშაოები კუმშვის ხარისხის ავტომატური რეგულირების მქონე ძრავას შესაქმნელად, არც კი ფიქრობდნენ ამ გზით წვის მაქსიმალური წნევის მოწესრიგებას. მაშინ მისი ძირითადი მიზანი იყო კუმშვის ხარისხის სწრაფი ცვალებადობა ძრავას დატვირთვის ცვალებადობის დროს, რაც საჭირო იყო საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის.

მოწყობილობამ კუმშვის ხარისხის ცვალებადობისათვის შეიძლება აგრეთვე შეასრულოს ბუფერის როლი, რომელიც ამცირებს ძრავას ძირითადი ნაწილების დატვირთვის და ქმნის პირობებს ძრავას რბილი მუშაობისათვის.

დიდი ხანია ცნობილია ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავას შექმნის ცდები. მიუხედავად ამისა, ავტომატური რეგულირების მქონე

ნე. ცვლადი კუმშვის ხარისხიანი ძრავების პირველი ნიმუშები შეიქმნა მხოლოდ მიმდინარე საუკუნის ორმოცდაათიან წლებში.



ნახ. 14. პნევმატიკურამძრავიანი კუმშვის ხარისხის მარეგულირებელი მექანიზმი.

მე-14 ნახაზზე ნაჩვენებია კარბურატორიანი ძრავასათვის განხორციელებული მექანიზმი, რომელსაც აქვს პნევმატიკური ამძრავი და უზრუნველყოფს კუმშვის ხარისხის ავტომატურ რეგულირებას დატვირთვის ცვალებადობის დროს. აქ ბლოკის სახურავს (1) მოწყობილი აქვს ცილინდრები, რომლებშიც ჩასმულია მარეგულირებელი დგუშები (2). მარეგულირებელი ცილინდრების რაოდენობა შეესაბამება მუშა ცილინდრების რაოდენობას. გარსაცმში (5) მოთავსებულია ექსცენტრიკული ლილევი (4), რომელიც უერთდება მარეგულირებელ დგუშებს ბარბაცებით (3). ექსცენტრიკული ლილვის შუაში მოწყობილია ღარიანი შკივი (6), რომელშიც ჩასმულია ბაგირი (7). ბაგირის ერთი ბოლო ჩამაგრებულია შკივში, მეორე კი შეერთებულია ვაკუუმურ ბუსტერთან (8), რომელიც მილყელით (9) დაკავშირებულია ძრავას შემშვებ მილთან.

როდესაც ძრავას დატვირთვა დიდია, მაშინ აირის წნევა მუშა ცილინდრში მაღალია, ხოლო გაუხშობება ძრავას შემშვებ მილში — დაბალი. ამის გამო მარეგულირებელი დგუშები იკავენს ზედა განაპირა მდგომარეობას და ძრავა მუშაობს მინიმალური კუმშვის ხარისხით.

როდესაც ძრავას დატვირთვა კლებულობს, აირის წნევა მუშა ცილინდრში მცირდება, ხოლო გაუხშობება ძრავას შემშვებ მილში იზრდება, რის გამო ბუსტერი გამოიწვევს ექსცენტრიკული ლილვის შემობრუნებას, მარეგულირებელი დგუშები დაიწვეს ქვევით და კუმშვის ხარისხი გაიზრდება. ამრიგად, ძრავას დატვირთვის ცვალებადობის დროს მარეგულირებელი დგუშები იცვლის თავის მდგომარეობას და გამოიწვევს კუმშვის ხარისხის ცვალებადობას.

მაქსიმალური კუმშვის ხარისხს მივიღებთ ძრავას უქმ სვლაზე, როდესაც გაუხშობება შემშვებ მილში მაქსიმალურია.

მარეგულირებელი დგუშის გადაადგილება შეზღუდულია შემზღუდველით (10).

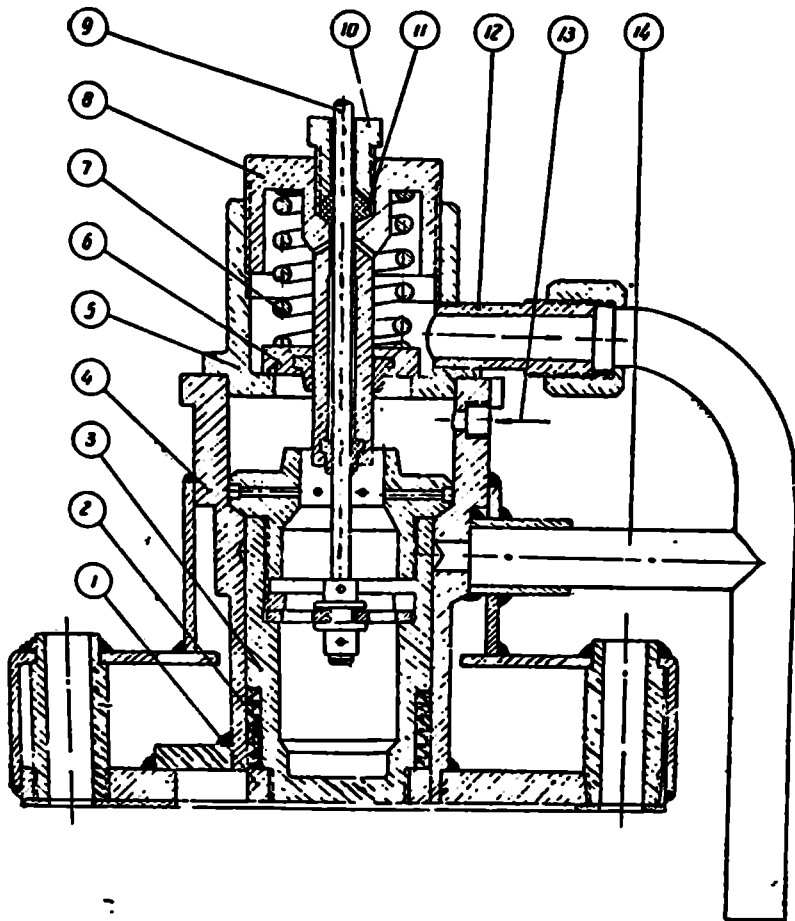
მე-15 ნახაზზე ნაჩვენებია კუმშვის ხარისხის მარეგულირებელი მექანიზმი, რომელსაც აქვს ძვირის ჰიდრაულიკური სისტემა. ის იკვებება ძრავას შენთვის სისტემიდან. ზეთი, რომლის წნევაა P_H , დაუაღიბებული ხერტილის (12) გავლით შედის სივრცეში (4) და იწვევს მარეგულირებელი დგუშის (3) ქვემოთ გადაადგილებას; ამ დროს კი მკვეთარა (14) თავისი ქვედა თავით ებჯინება დგუშს. მკვეთარას (14) მართვა ხორციელდება ვაკუუმური მექანიზმით, რომელიც შედგება ვაკუუმური კამერის (6), დგუშის (7), მკვეთარას ჰოკისა (14) და ზამბარისაგან (11). ვაკუუმურ კამერაში (6) მყარდება ძრავას შემშვებ მილში არსებული წნევა, ხოლო ზედა მოცულობა (9) შეერთებულია გარემოსთან და ატმოსფერული წნევის ქვეშაა.

მიხურულ დროსელზე ძლიერი გაუხშობება შექმნილი ძრავას შემშვებ მილში აიძულებს დგუშს (7) დაძლიოს ზამბარას (11) წინაღობა და ჰოკი (14) გადაადგილოს ქვემოთ კედელზე, მარეგულირებელი დგუშის მიბჯინამდე. ამით მუხრუქდება ზეთის გადადევნა მუშა მოცულობიდან (4) გადასაშვებ მოცულობაში (5), რის შედეგადაც მარეგულირებელი დგუში გადაადგილდება ქვემოთ.

ძრავას დატვირთვის გადიდების შემთხვევაში გაუხშობება ძრავას შემშვებ მილში და, მაშასადამე, ვაკუუმურ კამერაში კლებულობს, რის გამოც დგუში (7) გადაადგილდება ზევით. ამის შედეგად გაიღება გასავალი კვეთი და ზეთი გადაიღვენება მოცულობიდან (4) გადაშვებ მოცულობაში (5); ამავე დროს წნევა მუშა ცილინდრში (1) გაიზრდება, რაც გამოიწვევს მარეგულირებელი დგუშის ზევით გადაადგილებას და კუმშვის ხარისხის შემცირებას. ეს პროცესი გრძელდება მანამ, ვიდრე მარეგულირებელი დგუში არ მიებჯინება ჰოკს (14). რასაც თან მოჰყვება (4) და (5) მოცულობებს შორის გასავალი კვეთის ჩაკეცვა.

ყველაზე უფრო პერსპექტიულია ისეთი დგუშის კონსტრუქცია, რომელსაც აქვს კუმშვის ხარისხის ავტომატური რეგულირების

უნარი: ამ პრინციპის შინაარსი იმაში მდგომარეობს, რომ ასეთ დგუშს აქვს შესაძლებლობა საჭიროების მიხედვით შეცვალოს მანძილი თითის ცენტრსა და ძირს შორის, რასაც თან სდევს კუმშვის კამერის



ნახ. 15. ჰიდრაულიკურამპრავიანი კუმშვის ხარისხის მარეგულირებელი მექანიზმი.

მოცულობისა და, მაშასადამე, კუმშვის ხარისხის ცვლადობა. ამ მიზნის მისაღწევად, ჩვეულებრივისაგან განსხვავებით, ასეთი დგუშები

შედგება რამდენიმე დეტალისაგან და სარეგულაციო ჰიდრაულიკური მექანიზმი აქვს (ნახ. 16). დღეში შედგება ორი ძირითადი ნაწილისაგან — გარე ჰიქისა (1) და შიგა სხეულისაგან (2). ჰიქისა და სხეულს ერთმანეთთან არა აქვთ მექანიკური კავშირი და შეუძლიათ ერთმანეთისადმი გადაადგილდნენ.

ჰიქისა და სხეულს შორის იქმნება ორი კამერა, რომლებიც მათი ურთიერთგადაადგილების დროს იცვლიან თავიანთ მოცულობებს. ეს კამერებია: ზედა (3) და ქვედა (5).

კამერები (3) და (5) შევსებულია ზეთით, რომელიც მიემართება მათში ბარბაცასა და დღეულის სხეულში მოწყობილი ხვრელებით. ზეთის მიწოდებას დღეულის სხეულში ახორციელებს სპეციალური კოლექტორი (8), რომელიც ზამბარას დრეკადობით ეკვრის ბარბაცას ზედა თავის ცილინდრულ ზედაპირს და უზრუნველყოფს ზეთის უწყვეტ მიღებას ძრავას საზეთე სისტემიდან. კამერებში შესასვლელ ხვრელში მოწყობილია უქუსარქველები (9) და (10). კამერას (3), გარდა უქუსარქველისა, აქვს აგრეთვე სარედუქციო სარქველი (4), რომელიც მოთავსებულია ძრავას კარტერთან შეერთებულ სპეციალურ ბუდეში. ქვედა რგოლისებრი კამერა (5), სახურავში (7) მოწყობილი ხვრეტილით (6) აგრეთვე შეერთებულია ძრავას კარტერთან; მას გამოსაშვებ სადროსელო ხვრეტილს უწოდებენ.

დღეულის მოქმედების პრინციპი დამყარებულია იმაზე, რომ მისი ჰიდრაულიკური სისტემა რეაგირებს დღეულის გარე ნაწილზე მოქმედი ძალის ცვალებადობაზე. აირის წნევისა და ინერციის ძალებით, კამერებში მყოფი ზეთის წნევითა და ხახუნის ძალებით შექმნილი ტოლქმედი ძალის მიმართულება განსაზღვრავს დღეულის სხეულის (2) მიმართ ჰიქის (1) გადაადგილებას.

ტოლქმედი ძალა ერთი ოთხტაქტიანი ციკლის განმავლობაში იცვლის თავის მიმართულებას ერთხელ. ამის გამო დღეულის გარე ნაწილს (ჰიქის) ერთი ციკლის განმავლობაში შეუძლია შეასრულოს ერთი რხევითი მოძრაობა ზევით და ქვევით.

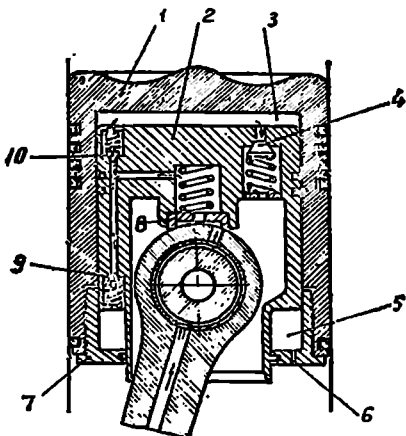
განდევნის ტაქტის გარე ფაზაში, ცილინდრში მყოფი აირის წნევის სიმცირის გამო, დღეულის ჰიქაზე მოქმედი ძალა განისაზღვრება ინერციის ძალისა და კამერებში მყოფი ზეთის წნევით შექმნილი ძალების მოქმედებით. ამ დროს ამ ძალების ჯამური შემდგენი მიმართულია ზემოთ და ცდილობს გადაადგილოს დღეულის ჰიქა ცილინდრების სახურავისაკენ. ამავე დროს ზეთის წნევა რგოლისებრ კამერაში (5) იზრდება, უქუსარქველი (9) იხურება და ზეთი სადროსელო ხვრეტილიდან (6) იღვრება ძრავას კარტერში. ამის შედეგად დღეულის ჰიქა გადაადგილდება ზევით, გაიზრდება ზედა კამერის მოცულობა, რომელიც უქუსარქველიდან (10) დაიწყებს შესვლას ზეთი. დღეულის ჰიქის

გადაადგილება ცილინდრების სახურავისაკენ გრძელდება მანამ, ვიდრე ინერციისა და ზეთის წნევის ძალები სჭარბობენ დგუშის ძირზე მოქმედ აირის წნევის ძალას და გრძელდება განდევნის ტაქტისა და შევსების ტაქტის პირველი ნახევრის განმავლობაში. კუმშვის ტაქტის დასაწყისში დატვირთვა დგუშის ძირზე აირის მხრიდან მატულობს, რის გამოც იზრდება ზეთის წნევა. კამერაში (3), უკუსარქველი (10) იკეტება და წყდება დგუშის ქიქის გადაადგილება ზევით. საწვავის აალების დროს ზეთის წნევა ზედა კამერაში აღწევს მალალ მნიშვნელობებს, იღება სარელუქციო სარქველი (4) და ზეთის ნაწილი კამერიდან ჩაიღვრება ძრავას კარტერში; ამის შედეგად ქიქა იწყებს გადაადგილებას ქვემოთ, რასაც თან სდევს ქვედა კამერის (5) მოცულობის გადიდება, იქ მყოფი ზეთის წნევის შემცირება, უკუსარქველის (9) გაღება და ძრავას საზეთე სისტემიდან იქ ზეთის მიწოდება.

დგუშის ქიქა ქვემოთ გადაადგილება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც აირის წნევა იქნება საკმარისად დიდი და მოხერხდება სარელუქციო სარქველის ზამბარას წინააღმდეგობის დაძლევა და, მაშასადამე, სარქველის ამოქმედება.

თუ საწვავის აალების დროს არ განვითარდება სარელუქციო სარქველის გაღებისათვის საკმარისი ძალვა, დგუშის ქიქა არ გადაადგილდება და შეინარჩუნებს განდევნის ტაქტის დროს მიღებულ მდგომარეობას.

აღწერილიდან ნათლად ჩანს, რომ სარელუქციო სარქველის ზამბარას დაჭიმულობისა და სადრო-ელო ზვრეტის გასავალი კვეთის სათანადო შერჩევით შესაძლებელია ძრავა ვამუშაოთ სხვადასხვა კუმშვის ხარისხით და საჭიროების შემთხვევაში შევზღუდოთ წვის დროს განვითარებული მაქსიმალური წნევა.



ნახ. 16. დგუში, რომელიც ავტომატურად ცვლის კუმშვის ხარისხს.

დგუშიანი ზიგაჴვის ძრავას იდეალური და

თეორიული ციკლები

შიგაწვის ძრავაში სითბური ენერჯის მექანიკურ მუშაობად გარდაქმნის მუშა ციკლი ეწოდება თანამიმდევარი პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც პერიოდულად მეორდება ყოველ ცილინდრში და განაპირობებს ძრავას მუშაობას.

შიგაწვის ძრავას მუშა ციკლში შედის ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით, აირის კუმშვა, წვა, გაფართოება და განდევნა.

აღნიშნული პროცესები მათი მნიშვნელობის მიხედვით იყოფა ძირითად და დამხმარე პროცესებად. ძირითადი პროცესებია წვა (სითბური ენერჯის გამოყოფა) და გაფართოება (სითბური ენერჯის გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად). დამხმარე პროცესები კი — შეშვება, კუმშვა და განდევნა.

ორტაქტიან ძრავებში შეშვება და განდევნა გაერთიანებულია განდევნისა და გამოქრევის ს.

ნივთიერებას, რომლითაც ხორციელდება მუშა ციკლი, მუშა სხეული ეწოდება. ციკლის განმავლობაში მუშა სხეული განიცდის ფიზიკური და ქიმიური ხასიათის გარდაქმნებს.

ძრავას ტიპის მიხედვით მუშა სხეული შეიძლება იყოს:

1. ცილინდრების შევსების განმავლობაში — საწვავი ნარევი ან ჰაერი;
2. კუმშვის დროს — მუშა ნარევი;
3. გაფართოების დროს — წვის აიროვანი ნაწარმი;
4. განდევნის დროს — ნამუშევარი აირი.

შიგაწვის ძრავების თეორიის მიზანია რეალურ ძრავაში მიმდინარე ნამდვილი მუშა ციკლების შესწავლა, მაგრამ ამისათვის აუცილებელია წინასწარ განვიხილოთ ისეთი იდეალური და თეორიული

ციკლები, სადაც ესა თუ ის მოვლენა გაიდებულია. ეს საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ ამა თუ იმ პარამეტრის (განსაკუთრებით კი მარჯი ქმედების კოეფიციენტების) ზღვრული მნიშვნელობა, რომელიც შეიძლება მიღწეულ იქნეს იდეალურ შემთხვევაში და რომლისკენაც უნდა მიისწრაფოდეს ძრავების კონსტრუქტორი.

გარდა ამისა, ასეთი ციკლების განხილვა საჭიროა ძრავას ცილინდრებში მიმდინარე ნამდვილი თბური პროცესების შესწავლისათვის, სრულყოფის თვალსაზრისით ამ პროცესების შეფასებისათვის და იმ ღონისძიებების დასახვისათვის, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავას ეკონომიურობის ზრდას.

დაბოლოს ისიც უნდა აღინიშნოს, რომ იდეალური და თეორიული ციკლების პარამეტრებს შორის გაანგარიშებით მიღებულ დამოკიდებულებათა შედარება ცალკეული ძრავების გამოცდის შედეგებთან საშუალებას იძლევა ზუსტად განვასხვაოთ წმინდა თერმოდინამიკური ფაქტორების გავლენა ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენისაგან.

არჩევნ იდეალურ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს.

შიგაწვის ძრავას იდეალურ ციკლებს, ჩვეულებრივ, ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსში იხილავენ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს კი — შიგაწვის ძრავების თეორიის კურსში.

იდეალური ციკლი შედგენილია პირობისათვის, რომლის თანახმად ლებულობენ დაშვებას, რომ მექანიკურ ენერგიად სითბოს გარდაქმნას პროცესში არ არსებობს არავითარი დანაკარგი გარდა სითბოს არინებისა მაცივარში და რომ ციკლი მიმდინარეობს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე მუშა სხეულით (ე. ი. არ არსებობს მუშა-სხეულის შეშვება და განდევნა).

განსხვავებით ნამდვილისაგან, იდეალურ ციკლში მიმდინარე პროცესები შექცევადია.

თეორიული ციკლი უფრო მეტად უახლოვდება ნამდვილ ციკლს. ასეთ ციკლში გათვალისწინებულია ცილინდრებში მუშა სხეულის შეშვება და განდევნა, მაგრამ დაშვებულია თითქოს შეშვებისა და განდევნის სისტემებს წინაღობა არ ჰქონდეს და სხვ.

ნამდვილი ციკლი ითვალისწინებს ძრავას მუშაობის ყველა რეალურ პირობას.

მაგალითისათვის მე-17 ნახაზზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები, გამოსახულნი pV კოორდინატებში (წნევა — მოცულობა).

ქვემოთ განხილული იქნება იდეალური და თეორიული ციკლები. რაც შეეხება ნამდვილ ციკლს, ის განიხილება მომდევნო თავებში.

§ 1. ღვაწიანი შიგაწვის
ძრავას იდეალური
ციკლები

იდეალური ციკლო შექცე-
ვადი ციკლია და წარმოად-
გენს მექანიკურ ენერგიად
სითბოს გარდაქმნის თერმო-
დინამიკურ წრეულ პრო-
ცესს.

იდეალური ციკლისათვის
ლებულობენ დაშვებებს:

1. თითქოს ციკლი მიმდინ-
არეობდეს მუდმივი რაო-
დენობის ერთი და იმავე მუ-
შა სხეულით (იდეალური
აირით), რომელიც მუდმი-
ვად იმყოფება ცილინდრში
და, მაშასადამე, ცილინდრ-
ში მისი შეშვება და განდევ-
ნა არ წარმოებს.

ამით განხილვიდან გამო-
ითიშება ცილინდრის შევსე-
ბისა და ცილინდრიდან ნა-
მუშევარი აირის განდევნის
დროს წარმოქმნილი დანა-
ქარგები.

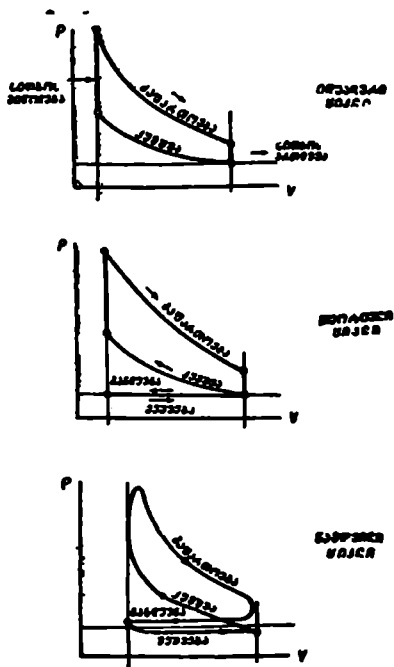
2. თითქოს მუშა სხეულის ქიმიური შედგენილობა მთელი ციკ-
ლის განმავლობაში მუდმივი რჩებოდეს.

ამით გამოთიშულია წვის პროცესი და ის შეცვლილია გარედან
სითბოს მიწოდების წარმოსახვითი პროცესით.

3. თითქოს კუშშვისა და გაფართოების პროცესები მიმდინარეობ-
დეს ადიაბატურად, ე. ი. გარემოსთან სითბოს გაცვლა-გამოცვლის
გარეშე.

ამით გამოთიშულია განხილვიდან ის დანაკარგები, რომლებიც
ახლავს კუშშვისა და გაფართოების პროცესებს.

4. თითქოს მუშა სხეულის სითბოტევადობა მუდმივია და არაა
დამოკიდებული ტემპერატურაზე.

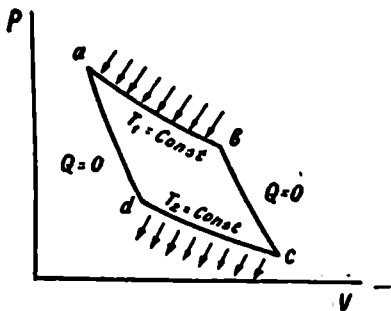


ნახ. 17. სწრაფი წვის ძრავის შესაბამისი
იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები.

1824 წელს ფრანგმა ინჟინერმა სადი კარნომ დაამუშავა თბური ძრავის ციკლი, რომელიც შემდეგში გახდა ასეთი ძრავის თეორიის საფუძველი.

კარნოს ციკლი წარმოადგენს ყველაზე მეტად ხელსაყრელ იდეალურ ციკლს შემთხვევისათვის, როდესაც მუშაობა წარმოებს სითბოს წყაროსა და მაცივრის მოცემული ტემპერატურების პირობებში.

ს. კარნოს მიერ გარკვევით იყო ფორმულირებული, რომ წრიულ პროცესებში (ე. ი. ციკლებში) მუშაობად შეიძლება გარდაიქმნას მუშა სხეულისათვის ცხელი წყაროდან მიწოდებული სითბოს მხოლოდ ნაწილი, დანარჩენი კი აუცილებლად უნდა გადაეცეს სითბოს მიმღებს (მაცივარს).



ნახ. 18. კარნოს ციკლი.

კარნოს ციკლი ხორციელდება შემდეგნაირად (ნახ. 18): T_1 ტემპერატურის მქონე აირი a წერტილიდან b წერტილამდე ფართოვდება იზოთერმულად. ამ დროს მას მიეწოდება Q_1 სითბო; ამის შემდეგ c წერტილამდე გაფართოება მიმდინარეობს ადიაბატურად ($Q=0$). აირის დაბრუნება საწყის მდგომარეობაში წარმოებს ჯერ cd იზოთერმით, შემდეგ კი da ადიაბატით. cd პროცესის განმავლობაში წარმოებს Q_2 სითბოს მოცილება, ამ დროს მაცივრის (სითბოს მიმღების) ტემპერატურაა T_2 .

პროცესის შედეგად მიიღება მუშაობა $L=Q_1-Q_2$, რომელიც განსაზღვრულ მასშტაბში გამოისახება თვით დიაგრამის ფართობით.

მუშაობად გარდაქმნილ სითბოს შეფარდებას მუშა სხეულისათვის მიწოდებულ სითბოსთან ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (η_c) ეწოდება.

კარნოს ციკლისათვის გვექნება

$$\eta_c = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (1)$$

ფორმულიდან ჩანს, რომ ციკლის თერმული მ. ქ. კ. მატულობს

ტემპერატურათა სხვაობის ზრდასთან ერთად. აქედან ირკვევა, რომ ციკლის ეკონომიურობის გადიდებისათვის საჭიროა, რათა ტემპერატურათა ინტერვალი რაც შეიძლება დიდი იყოს.

კარნოს ციკლი პრაქტიკულად ვერ განხორციელდა. მიუხედავად ამისა მისი მნიშვნელობა ძალიან დიდია, რადგანაც ის წარმოადგენს ზღვარს, რომლისკენაც უნდა მივიწრაფოდეთ ძრავებში მექანიკურ მუშაობად სითბოს გარდაქმნის დროს.

იდეალური ციკლები ერთმანეთისაგან განსხვავდება სითბოს მიწოდებისა და მოცილების ხასიათის მიხედვით. ამ თვალსაზრისით დგუშინი შეიგაწვის ძრავებისათვის ძირითადად იხილვენ სამი სახის ციკლს:

1. ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით; ეს ციკლი შეესაბამება კარბურატორიან ან აირით მომუშავე სწრაფი წვის ძრავებს.

2. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით; ეს ციკლი შეესაბამება დიზელის კომპრესორიან ძრავას, რომელიც ამჟამად მხოლოდ გამონაკლის შემთხვევებში გვხვდება.

3. შერეული ციკლი, რომელიც შეესაბამება დიზელის თანამედროვე უკომპრესორო ძრავას.

გარდა ამისა, გვხვდება აგრეთვე განზოგადებული ციკლები, სადაც ყველა შესაძლო პირობა ერთდროულადაა გათვალისწინებული.

განვიხილოთ დასახელებული ციკლები ცალ-ცალკე.

ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით. ამ ციკლს ზოგჯერ ოტოს ციკლს უწოდებენ. მისი სქემა ნაჩვენებია მე-19 ნახაზზე. აქ სითბოს მიწოდება და ართმევა წარმოებს მუდმივი მოცულობის დროს (cZ და bA პროცესები), ხოლო aC და Zb წარმოადგენენ, შესაბამისად, კუმშვისა და გაფართოების ადიაბატებს.

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

$$\text{კუმშვის ხარისხი } \varepsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

$$\text{გაფართოების ხარისხი } \delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon;$$

$$\text{წნევის ზრდის ხარისხი } \lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

ციკლის თერმული მ. ქ. კ.:

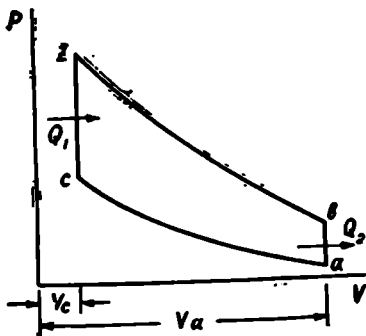
$$\eta_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

რაც გარდაქმნების შემდეგ ვეაძღვეს:

(2)

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{g^{k-1}}$$

სადაც $k = \frac{c_p}{c_v}$ არის ადიაბატის მაჩვენებელი.



ნახ. 19. ციკლი სითბოს მიწოდებით მუდმივი მოცულობის დროს.

ფორმულა გვიჩვენებს, რომ ციკლის მარჯნი-ქმედების კოეფიციენტი პირველ რიგში დამოკიდებულია კუმშვის ხარისხზე და მის ზრდასთან ერთად მატულობს.

ეს დასკვნა მეტად მნიშვნელოვანია და კონსტრუქტორს უჩვენებს ძრავას გაუმჯობესების გზებს. ამავე დასკვნის საფუძველზე გამოქმედებული იყო წინასწარი. კუმშვის გარეშე მომუშავე ლენუარის ძრავას ნაკლი და დაისახა შიგაწვის

ძრავების განვითარების გზები.

მე-20. ნახაზზე ნაჩვენებია კუმშვის ხარისხზე დამოკიდებულებით თერმული მარჯნი ქმედების კოეფიციენტის ცვალებადობის გრაფიკი ადიაბატის მაჩვენებლის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად η_i -ს ზრდის ინტენსივობა მცირდება. გარდა ამისა, ირკვევა, რომ η_i -ს ცვალებადობაზე შესამჩნევ გავლენას ახდენს ადიაბატის მაჩვენებლის სიდიდე, თუმცა ამ პარამეტრზე ზეგავლენა პრაქტიკულად გამოირიცხებულია.

ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით. როგორც აღვნიშნეთ, დასახელებული ციკლი შეესაბამება კომპრესორიანი დიზელის ძრავას მუშაობას, რის გამო მას ხშირად დიზელის ციკლს უწოდებენ. რადგანაც ამ ბოლო ხანებში კომპრესორიანი დიზელები თითქმის აღარსად მზადდება, ამიტომ დიზელის ციკლს მხოლოდ თეორიული მნიშვნელობა აქვს. ციკლის სქემა, გამოსახული pV კოორდინატებში, ნაჩვენებია 21-ე; ნახაზზე. აქ ac და zb კუმშვისა და გაფართოების ადიაბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს

მუდმივი წნევის დროს (cZ პროცესი), სითბოს ართმევა კი — მუდმივი მოცულობის დროს (bA პროცესი).

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

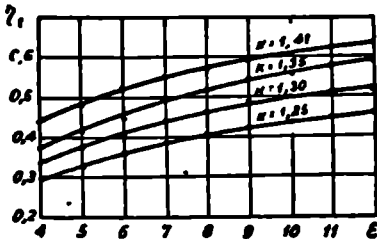
$$\kappa = \frac{V_a}{V_c};$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z};$$

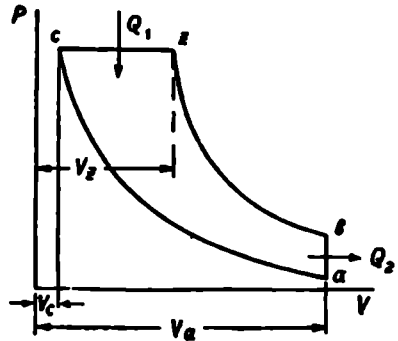
$$\rho = \frac{V_z}{V_c}.$$

ციკლის თერმული მ. ქ. გამოისახება ტოლობით:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\lambda-1}} \frac{\rho^{\lambda}-1}{k(\rho-1)}. \quad (3)$$



ნახ. 20. η_i -ს ცვალებადობა კუმშვის ხარისხზე დამოკიდებულებით.



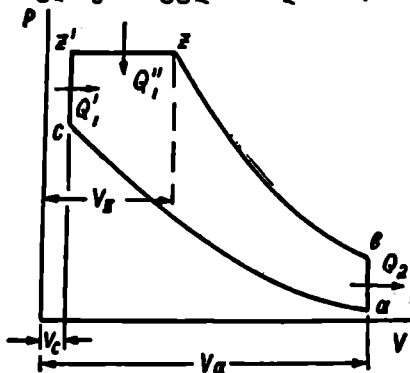
ნახ. 21. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით.

ფორმულა გვიჩვენებს, რომ განსახილველი ციკლის თერმული მარტივი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო კუმშვის ხარისხსა და ადიაბატის მაჩვენებელზე, არამედ წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტზედაც. ამასთანავე, თუ პირველი ორი პარამეტრის გადიდება იწვევს η_i -ს ზრდას, მესამე პარამეტრი (ე. ი. წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი), პირიქით, თავისი მატებით იწვევს η_i -ს შემცირებას.

შერეული ციკლი. ამ ციკლს ზოგჯერ ტრინკლერის, ზოგჯერ კი საბატეს ციკლს უწოდებენ. ის შეესაბამება თანამედროვე უკომპარესორო დიზელის მუშაობას და ამიტომ პრაქტიკისათვის დიდი მნიშვნელობა ენიჭება. გარდა ამისა, მას განზოგადებული სახე აქვს და ამიტომ სხვა ციკლები შეიძლება განვიხილოთ როგორც მისი კერძო შემთხვევები.

შერეული ციკლის სქემა ნაჩვენებია 22-ე ნახაზზე.

აქ დაშვებულია, რომ უკომპრესიბილიზაციო ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი იწყებს წვას მუდმივი მოცულობის პირობებში, რაც გრძელდება დგუშის შემდეგი გადაადგილების დროს. ამის შესაბამისად მიღებულია, რომ შერეულ ციკლში სითბოს ნაწილი მიეწოდება მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი cz'), დანარჩენი კი შემდგომ,



ნახ. 22. შერეული ციკლი.

მუდმივი წნევის პირობებში (პროცესი $z'z$). სითბოს არინება აქაც, როგორც სხვა შემთხვევებში, წარმოებს მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი ba).

ac და zb პროცესები კუმშვისა და გაფართოების ალიბატებია. ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია, რომ შერეული ციკლის თერმული მ. ქ. კ. გამოისახება ფორმულით:

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\lambda-1}} \frac{\lambda \rho^{\lambda-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (4)$$

სადაც $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$ არის კუმშვის ხარისხი;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ — წნევის ზრდის კოეფიციენტი;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ — წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — ალიბატის მაჩვენებელი.

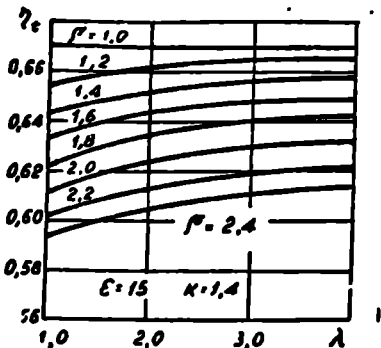
23-ე; ნახაზზე ნაჩვენებია სხვადასხვა პირობებში η_r -ს ცვალებადობის გრაფიკი, საიდანაც ნათლად ჩანს შერეული ციკლის ძირითადი პარამეტრების გავლენა მისი თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტზე.

(4) ფორმულისა და დასახელებული გრაფიკის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისევე, როგორც ზემოვანხილულ სხვა ციკლებში, აქაც თერმული მ. ქ. კ. მატულობს კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად.

გარდა ამისა, თუ შერეულ ციკლში მიწოდებულ სითბოს რაოდენობა

დენობა მუდმივი რჩება ($Q_1 + Q_2 = \text{const}$), λ -ს ზრდით და ρ -ს შემცირებით η_i იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როცა $\rho = 1$.

ეს გარემოება მიგვიბრუნებს, რომ ერთი და იმავე კუმშვის ხარისხის განხორციელების შემთხვევაში მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლის თერმული მ. ქ. დიზელისა და შერეული ციკლების მ. ქ. კოეფიციენტზე მეტი იქნება. პრაქტიკულად მეორე შემთხვევაში მიიღება უფრო მაღალი მარგი ქმედების კოეფიციენტი, რადგანაც დიზელის ძრავას კუმშვის ხარისხი მუდამ აღემატება სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავას კუმშვის ხარისხს.



ნახ. 23. η_c -ის ცვალებადობა სხვადასხვა პირობებში (შერეული ციკლი).

თუ დავაკვირდებით შერეულ ციკლს, დავრწმუნდებით, რომ მისგან კერძო შემთხვევების სახით ადვილად შეიძლება მივიღოთ სხვა, ზემოაღნიშნული ციკლები.

მართლაც, თუ დაუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი წნევის დროს მიწოდებული სითბო $Q_1' = 0$, მივიღებთ მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლს (ოტოს ციკლი), რადგანაც ამ დროს $\rho = 1$ და z წერტილი შეეთავსება z' წერტილს (ნახ. 22). ასევე, თუ დაუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი მოცულობის დროს მიწოდებული სითბო $Q_1' = 0$, მივიღებთ დიზელის ციკლს, რადგანაც ამ დროს $\lambda = 1$ და c წერტილი შეეთავსება z' წერტილს (ნახ. 22).

აღნიშნულის შესაბამისად (4) ფორმულა გვაძლევს, როცა $\rho = 1$ (სწრაფი წვის ციკლი),

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}};$$

როცა $\lambda = 1$ (დიზელის ციკლი),

$$\eta_i = - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}.$$

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ ყველა განხილულ ციკლში სითბოს არინება ხდებოდა მუდმივი მოცულობის დროს βA პროცესის განმავლობაში. ამის შესაბამისად წნევა გაფართოების დასასრულს (β წერტილი) მუდამ აღემატება საწყის წნევას (α წერტილი). ადვილი წარმოსადგენია, რომ რაც უფრო მეტად გაფართოვდება მუშა სხეული, მით მეტ სასარგებლო მუშაობას მივიღებთ, რომელიც მაქსიმუმს მიაღწევდა სრული გაფართოების დროს (როცა $p_b = p_a$). მაგრამ პრაქტიკულად ასეთი ღონისძიების განხორციელება შეუძლებელია. მართლაც, თუ სრული გაფართოების მიზნით გავზრდით მთლიან V_0 მოცულობას, ხოლო უცვლელად დავტოვებთ კუმშვის V_c მოცულობას, მაშინ გაიზრდება კუმშვის ხარისხი და კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა. გარდა ამისა, რეალურ ძრავაში აირის სრული გაფართოების მიზნით ღვეშის სვლის გადიდებას მოყვება ძრავას გაბარიტების არარაციონალური გადიდება და, რაც მთავარია, მომამატებს ხახუნის მუშაობა, რაც განსაზღვრულ პირობებში გადააჭარბებს აირის გაზრდილი გაფართოებით მომამატებულ სასარგებლო მუშაობას და საბოლოოდ ძრავას ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შემცირდება.

თუ გავზრდით V_0 მოცულობას და ამის შესაბამისად კუმშვის V_c მოცულობასაც, მაშინ კუმშვის ხარისხი და ამიტომ ციკლის ყველა მაჩვენებელი უცვლელი დარჩება.

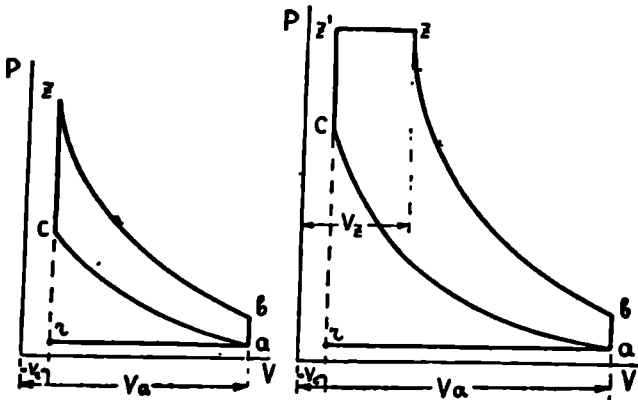
ამრიგად, შეიძლება დავასკვნათ, რომ მუშა ციკლის განხორციელებისათვის აუცილებელია სითბოს ნაწილის გადაცემა მაცივარში. რაც ნიშნავს, რომ მუდამ არსებობს აუცილებელი თერმოდინამიკური დანაკარგები და ამის გამო იდეალურ შემთხვევაშიც კი შეუძლებელია დახარჯული სითბოს მთლიანად გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად. აქედან გამომდინარეობს, რომ იდეალური ციკლის თერმული მ. ქ. ყველა შემთხვევაში ერთზე ნაკლები იქნება. პრაქტიკულად ეს იმას ნიშნავს, რომ შეუძლებელია შეიქმნას შიგაწვის ძრავა, რომლის ცილინდრებიდან გამობოლქვილი აირების წნევა და ტემპერატურა გარემოს წნევისა და ტემპერატურის ტოლი იქნება.

§ 2. მუშაობის უზარმაზარ ტიპის თერმული ციკლი

თერმული ციკლების ძირითადი განსხვავება ზემოთ განხილულ იდეალური ციკლებისაგან ის არის, რომ მათში ითვალისწინებენ მუშა სხეულის რაოდენობისა და შედგენილობის ცვალებადობას. ეს ნიშნავს, რომ თერმულ ციკლში უნდა განვიხილოთ ახალი მუხტით ცი-

ლინდრების შევსება, საწვავის წვა და აგრეთვე ნამუშევარი აირების განდევნა.

მაგრამ თეორიულ ციკლში არ უნდა გავითვალისწინოთ ის სითბური და ჰიდრავლიკური დანაკარგები, რომლებიც არსებობს რეალურ ძრავაში შევსების, წვისა და განდევნის დროს.



ნახ. 24 სწრაფი წვისა (მარცხნივ) და შერეული თეორიული ციკლები.

კიდევ ერთი გარემოება, რომელიც უნდა გავითვალისწინოთ თეორიული ციკლის განხილვის დროს, ის არის, რომ ცილინდრში მყოფი აირის შედგენილობისა და ტემპერატურის ცვალებადობის გამო იცვლება ამ აირის თბოტევადობა. კერძოდ, ცნობილია, რომ ტემპერატურის ზრდასთან ერთად მატულობს აირის თბოტევადობა და, გარდა ამისა, სამატომიანი აირებისათვის მისი სიდიდე აღემატება ორატომიანი აირის თბოტევადობას.

ეს გარემოება, ცხადია, გავლენას მოახდენს ციკლის პარამეტრების აბსოლუტურ სიდიდეებზე.

შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ თეორიული ციკლი წარმოადგენს იმ იდეალს, რომლისკენაც უნდა მივიწრაფოდეთ ნამდვილი ციკლის განხორციელების დროს.

24-ე ნახაზზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის (მარცხნივ) და შერეული (მარჯვნივ) ციკლები. პირველ შემთხვევაში წვა ხორციელდება მუდმივი მოცულობის, მეორეში კი ჭერ მუდმივი მოცულობის, ხოლო შემდეგ მუდმივი წნევის დროს.

სწრაფი წვის ციკლი შეესაბამება მსუბუქი თხევადი საწვავით მომუშავე კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებს. ამ ციკლის დამახასიათებელია ის, რომ

1. შევსების დროს მუშა სხეულს წარმოადგენს საწვავი ნარევი, რომელიც ჰაერისა და მსუბუქი თხევადი საწვავის ორთქლისაგან (ან აირისაგან) შედგება;

2. კუმშვის დროს მუშა სხეულს წარმოადგენს მუშა ნარევი, რომელიც საწვავი ნარევისა და ცილინდრში წინა ციკლის შემდეგ ჩაჩენილი ნამუშევარი აირისაგან შედგება. წვის დროს წარმოებს მუშა ნარევის ქიმიური შედგენილობის ცვალებადობა, განდევნის დროს კი იცვლება ცილინდრში მყოფი აირის რაოდენობა;

3. აირის შემშვებ და გამომშვებ სისტემებს არ აქვს არავითარი წინალობა, რის გამო შევსებისა და განდევნის ხაზები ეთავსება ატმოსფერულ ხაზს;

4. კუმშვა და გაფართოება მიმდინარეობს ცვალებადი მაჩვენებლების მქონე აღიბატების მიხედვით;

5. ნარევის წვა და წნევის ვარდნა ე. შ. წერტილში მიმდინარეობს მყისიად, მუდმივი მოცულობის დროს;

6. ნარევის წვა ხდება ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე;

7. სარქველებს გაღებისა და დახურვის მომენტები ზუსტად თანხედება მკვდარ წერტილებს.

შერეული ციკლი შეესაბამება დიზელის უკომპრესორო ძრავას. სწრაფი წვის ციკლისაგან განსხვავებით აქ მუშა სხეულს ცილინდრის შევსების დროს სუფთა ჰაერი წარმოადგენს, კუმშვის დროს კი — ამ ჰაერის ნარევი ნარჩენ აირებთან. გარდა ამისა, განსახილველ ციკლში საწვავის წვა ხორციელდება როგორც მუდმივი მოცულობის, ისე მუდმივი წნევის დროს. სწრაფი წვის ციკლისათვის დასახელებული სხვა პირობები ძალაში რჩება შერეული ციკლისათვისაც.

აღსანიშნავია, რომ მოცემული დახასიათება შეესაბამება ოთხტაქტიან ძრავას.

თეორიული ციკლები, ჩვეულებრივ, იხილება შიგაწვის ძრავების სპეციალურ კურსში, რის გამო აქ ისინი ცალ-ცალკე განხილული არ იქნება.

დგუშიანი ზიგაჴვის ძრავას ნამდვილი მუშა ციკლი

იდეალური და თეორიული ციკლებისაგან განსხვავებით ნამდვილი მუშა ციკლის თავისებურებებია:

1. ცილინდრების შევსებისა და ნამუშევარი აირების განდევნის დროს ჰიდრავლიკური წინაღობის არსებობა;

2. მოძრავი აირის ინერციის გავლენა ძრავას ცილინდრების შევსებასა და ნამუშევარი აირებისაგან გაწმენდაზე;

3. საწვავის აალება ზედა მკვდარ წერტილამდე და წვის გაგრძელება გაფართოების პროცესის განმავლობაში;

4. სითბოს ცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის;

5. შევსებისა და განდევნის დროს სარქველების გასაქმებული კვეთის ფართობის ცვალებადობა;

6. სარქველების გაღება და დახურვა მკვდარი წერტილების მიმართ განსაზღვრული წინსწრებით ან დაგვიანებით.

დასახელებული თავისებურებანი ადასტურებენ, რომ ძრავას ნამდვილი მუშა ციკლი შეუქრავი, არამექცევადი ციკლია.

ნამდვილი ციკლის ინდიკატორული დიაგრამების (ნახ. მ¹ და 10) შედარება თეორიულის დიაგრამებთან გვიჩვენებს, რომ ისინი ერთიმეორისაგან მნიშვნელოვნად განსხვავდებიან. ყველაზე საინტერესო ისაა, რომ ნამდვილი ინდიკატორული დიაგრამა გადასვლებში დამრგვალებულია და თეორიულთან შედარებით მასში შეშვებისა და განდევნის ხაზები შეთავსებული არაა.

ნამდვილი დიაგრამის დამრგვალება იმის შედეგია, რომ რეალურ ძრავაში შეუძლებელია პროცესების ერთმანეთში მკვეთრი (ტუხილი ხაზით გამოხატული) გადასვლა. ამას ემატება აირგანაწილების ფაზების არსებობა და ისიც, რომ სინამდვილეში წვა მყისად კი არ ხდება, არამედ მოითხოვს განსაზღვრულ დროს.

რაც შეეხება შეშვებისა და განდევნის ხაზების ერთიმეორისაგან დაცილებას, ის აირის მოძრაობის დროს ჰიდრავლიკური წინაღობის

შედგება, რაც ამცირებს შეშვებისა და აღიღებს განდევნის წნევებს.

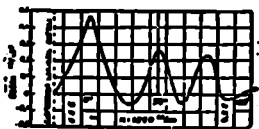
ამ მიზეზის გამო საშუალო წნევა შეშვებებში მიღში მუდამ ატმოსფერულზე ნაკლებია, ხოლო გამომშვებებში მიღში — ატმოსფერულზე მეტი. რადგანაც შეშვებებ და გამომშვებებში მიღებში მოძრაობა აირს აქვს განსაზღვრული მასა და მისი მოძრაობის სიჩქარე ცვალებადია, ამიტომ აირის ინერციის გავლენით წნევა ამ მიღებში მუდმივად იცვლება და ამ ცვალებადობას რხევითი ხასიათი აქვს. ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ცალკეულ მომენტებში წნევა გამომშვებებში მიღში შეიძლება იყოს ატმოსფერულზე ნაკლები, შეშვებებში მიღში კი — ატმოსფერულზე მეტი.

ეს გარემოება შეიძლება კარგად გამოვიყენოთ ძრავას ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და უფრო სრული შევსებისათვის.

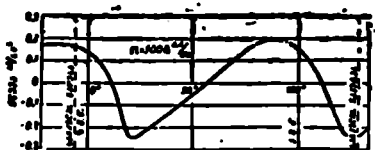
მართლაც, თუ გამომშვებები სარქველის დახურვის მომენტს შევუფარდებთ იმ მდგომარეობას, როცა გამომშვებებში მიღში გაუხშობება გვაქვს, მაშინ გამომშვებები მილი განახორციელებს გამომწოვ მოქმედებას და ცილინდრი უკეთესად გასუფთავდება ნამუშევარი აირებისაგან. ასევე, თუ შეშვებები სარქველის ღია მდგომარეობაში წნევა შეშვებებში მიღში მაღალი იქნება, ცილინდრი უკეთესად შეივსება.

გამომშვებებ და შეშვებებში მიღებში წნევების ცვალებადობის ხასიათი დამოკიდებულია ცილინდრების რაოდენობასა და ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ის მკვეთრად იცვლება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობისა და დადროსელების დროს.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ დასახელებული წნევების ცვალებადობის ხასიათი აგრეთვე დამოკიდებულია მიღების სიგრძეზე, დიამეტრსა და მუხლების რაოდენობაზე, დავრწმუნდებით, რომ კონსტრუქტორს ამ მიმართულებით ხელთა აქვს ძრავას მაჩვენებლების გამჭობების ფართო საშუალებანი.



ნახ. 25. ერთცილინდრიანი ძრავას გამომშვებებში მიღში წნევის ცვალებადობის ხასიათი.



ნახ. 26. ოთხცილინდრიანი ძრავას შეშვებებში მიღში წნევის ცვალებადობის ხასიათი.

25-ე, ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ძრავას გამომშვებებ, ხოლო 26-ე ნახაზზე ოთხცილინდრიანი ძრავას შეშვებებში მიღებში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

ამ დიაგრამების აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს გრადუსობით, ხოლო ორდინატა — წნევას მილში.

ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული ნამდვილ ციკლში შემავალი ცალკეული პროცესები.

§ 1. შავსმანის პროცესი

მომუშავე ძრავაში ცილინდრების ახალი მუხტით შევსებას წინ უსწრებს ნამუშევარი აირების გამოდენის პროცესი. ჰიდრავლიკური წინალობის არსებობის გამო ვერ ხერხდება ცილინდრების სრული გაწმენდა ნამუშევარი აირებისაგან და მათი ნაწილი მუდამ რჩება კუმშვის (იმავე წვის) კაპერის მოცულობაში. ეს ნაარჩენი აირები შეერევა ცილინდრში შეშვებულ ახალ მუხტს და გვაძლევს ე. წ. მუშა ნარევის. დიზელებში ახალ მუხტს ატმოსფერული ჰაერი წარმოადგენს, კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში კი — საწვავი ნარევი.

ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით შეიძლება შეწოვით ან იძულებით.

პირველ შემთხვევაში ახალი მუხტის შეწოვა წარმოებს იმ გაუხშობის ხარჯზე, რომელიც შეიქმნება დგუშის გადაადგილების გამო.

ახალი მუხტის იძულებითი მიწოდება ანუ, როგორც მას უწოდებენ, ჩაბერვა, მოითხოვს სპეციალურ კომპრესორს (დამპირხნს).

ამჟამად გავრცელებული ჩვეულებრივი საავტოტრაქტორო ძრავები შეწოვით მუშაობს. ჩაბერვა გავრცელებულია სტაციონარულ, საზღვაო და სხვა ტიპის ძრავებში, თუმცა არსებობს საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის მისი გამოყენების ტენდენცია.

ფრიალ მიზანშეწონილია ჩაბერვის გამოყენება იმ სიმძლავრის საკომპენსაციოდ, რომელსაც ძრავა კარგავს სასიმალლო პირობებში (ზღვის დონიდან განსაზღვრულ სიმაღლეზე) მუშაობის გამო.

ქვემოთ განხილულია ძრავები, სადაც ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით ჩაბერვის გარეშე (შეწოვით) ხდება.

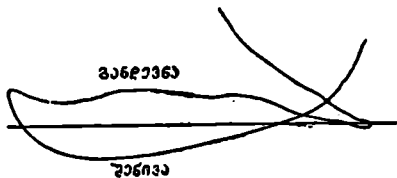
შეწოვის პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობაზე დიდადაა დამოკიდებული ახალი მუხტით ცილინდრების შევსების ხარისხი და, მაშასადამე, ძრავას სიმძლავრეც.

ნარჩენი აირების არსებობა ხელს უშლის შეწოვის პროცესს და ამცირებს ცილინდრების შევსებას.

იმის გამო, რომ შემშვებ სისტემას ჰიდრავლიკური წინალობა აქვს, წნევა შეწოვის განმავლობაში ატმოსფერულზე ნაკლებია.

რეალური ძრავას ცილინდრიდან აღებული ინდიკატორული დიაგრამები გვიჩვენებს, რომ პროცესის განმავლობაში შეწოვის (ისევე როგორც განდევნის) წნევა მუდმივად იცვლება (ნახ. 27). ამის მიზეზი ისაა, რომ სარქველების გასაფალი კვეთი პროცესის განმავლობაში იცვლება და, მაშასადამე, იცვლება მოძრავი აირის სიჩქარე და წნევაც. გარდა ამისა, ამ მოვლენებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს მოძრავი აირის ინერცია.

ამავე მიზეზის გამო მნიშვნელოვნად იცვლება წნევა შემშვებ მილშიც, რაც გავლენას ახდენს ცილინდრების შეესებაზე.



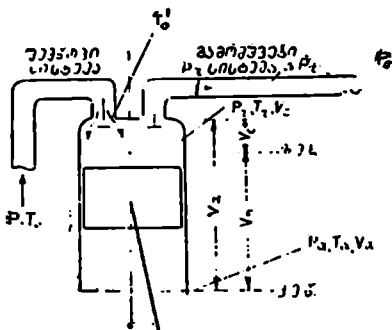
ნახ. 27. მომუშავე ძრავიდან აღებული შეწოვისა და განდევნის დიაგრამები.

28-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ძრავას უმარტივესი სქემა, სადაც აღნიშნულია შეწოვის პროცესის პარამეტრები. სქემაზე V_h მოცულობა გამოსახავს ზედა მკვდარ წერტილსა (ზმწ) და ქვედა მკვდარ წერტილს (ქმწ) შორის მოთავსებულ ცილინ-

დრის მუშა მოცულობას (ე. ი. დგუშის მიერ ერთ სვლაზე აღწერილ მოცულობას), ხოლო V_c — კუმშვის (წევის) კამერის მოცულობას. მოცულობა $V_a = V_h + V_c$ ცილინდრის სრული მოცულობაა.

ძრავა იკვებება ატმოსფერული ჰაერით, რომლის წნევაა p_0 , ტემპერატურა კი T_0 .

ნამუშევარი აირის განდევნას ხდება უკუწნევა p_0 ; შემშვები და გამომშვები მილების ჰიდრაულიკური წინაღობა აღნიშნულია, სათანადოდ, Δp_a -თი და Δp_r -ით.

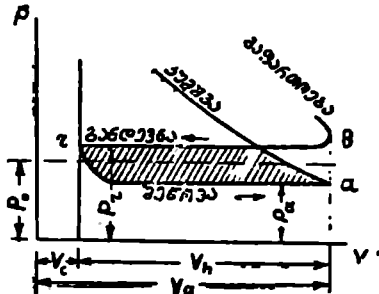


ნახ. 28. შეწოვის პროცესის პარამეტრები.

ნარჩენი აირების პარამეტრებია p_r , T_r და V_c , ხოლო მუშა ნარევის პარამეტრები შეწოვის დასასრულს (ქვედა მკვდარ წერტილში) იქნება p_a , T_a , V_a .

29-ე ნახაზზე ნაჩვენებია შეწოვის პროცესის გამარტივებული საანგარიშო დიაგრამა. აქ შეწოვისა და განდევნის ტალღისებრი წნევები შეცვლილია საშუალო სიდიდის მქონე მუდმივი წნევებით. ასეთი გამარტივება აუცილებელია, რადგანაც ამის გარეშე შეუძლებელი ხდება შეწოვის დასასრულს აირის პარამეტრების განსაზღვრა; აქ სიმარტივისათვის აგრეთვე დაშვებულია თითქოს შეწოვა იწყება ზედა მკვდარ წერტილში (r) და მთავრდება ქვედა მკვდარ წერტილში (a).

შეწოვის პროცესის განაზღვრების მიზანია p_a წნევისა და T_a ტემპერატურის გამოთვლა, რომლებიც კუმშვის საწყისს პარამეტრებს წარმოადგენენ. მათ განხილვამდე ჯერ გავეცნოთ ზოგიერთ დამხმარე პარამეტრს, რომლებიც აუცილებელია ცილინდრების ექვსების პროცესის ანალიზისათვის.



მუხტის ტემპერატურა
შემშვებ ხარკველთან

ნახ. 29. შვსების პროცესის დიაგრამა.

შემშვებ მილში გავლის დროს მუხტი სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას მილის გაცხელებული კედლებისაგან ღებულობს და ამის გამო ხდება მუხტის შეთბობა. მუხტის ტემპერატურა T'_0 , რომელიც დამყარდება შემშვებ ხარკველთან, შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$T'_0 = T_0 + \Delta T, \tag{5}$$

სადაც T_0 არის ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა;

ΔT — ტემპერატურის ნამატი შეთბობის გამო.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის ΔT -ს სიდიდის შეფასების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ შემშვებ მილში მუხტის მოძრაობასთან ერთად ხდება საწვავის აორთქლება, რაზედაც სითბოს განსაზღვრული რაოდენობა იხარჯება და ამით შეთბობის ეფექტი მცირდება.

ცხადია, რომ თვითაალებად და აირით მომუშავე ძრავებში ასეთ მოვლენას ადგილი არ ექნება.

ზოგიერთ კარბურატორიან ძრავაში საწვავის აორთქლების გასაუმჯობესებლად მოწყობილია შემშვები მილის სპეციალური შეთბობა, რაც ΔT -ს ზრდას იწვევს.

ძლიერი შეთბობა არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ის ამცირებს მუხტის სიმკვრივეს და, მაშასადამე, ცილინდრის შევსებას, რასაც თან სდევს ძრავას სიმძლავრის შემცირება. ამავ დროს კარბურატორიან ძრავაში არასაკმარისი შეთბობა შეიძლება გახდეს ძრავას სიმძლავრის შემცირებისა და მისი შიგა ნაწილების დაჩქარებული ცვეთის მიზეზი, რადგანაც ამ დროს არ მოხდება საწვავის საკმარისი აორთქლება, გაჩნდება თხევადი საწვავის მნიშვნელოვანი ფენა შემშვები მილის კედლებზე და ადგილი ექნება საწვავის კონდენსაციას ცილინდრში.

ძრავას ბრუნთა რიცხვი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს შეთბობის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის მატების დროს, მიუხედავად იმისა, რომ შემშვები მილის კედლების ტემპერატურა იზრდება, მუხტის შეთბობა მცირდება; ეს ხდება იმის გამო, რომ ამ დროს მუხტი უფრო სწრაფად მოძრაობს, მცირე დროის განმავლობაში ეხება მილის ცხელ კედლებს და ამიტომ ნაკლებ სითბოს ღებულობს.

მაგალითად, თბილისის მანქანათმცოდნეობის ინსტიტუტში KA3-120 ძრავას გამოცდის დროს (ინჟ. ვ. კერენაშვილი) ბრუნთა რიცხვის მომატებისას 800-დან 2400-მდე ტემპერატურა პირველი ცილინდრის შემშვებ სარქველთან შემცირდა 40-დან 31°C-მდე; ამ დროს ძრავა მუშაობდა სრული დატვირთვით და გარემოს ტემპერატურა შეადგენდა 23°C.

ზემოდასახელებული გამოცდების საფუძველზე დაახლოებით

$$\Delta T = 22 - 0,006 n.$$

სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ ΔT -ს შემდეგი საშუალო მნიშვნელობანი:

ბენზინის ძრავებისათვის $8 \div 30^\circ$;

დიზელებისათვის $\cdot 10 \div 25^\circ$;

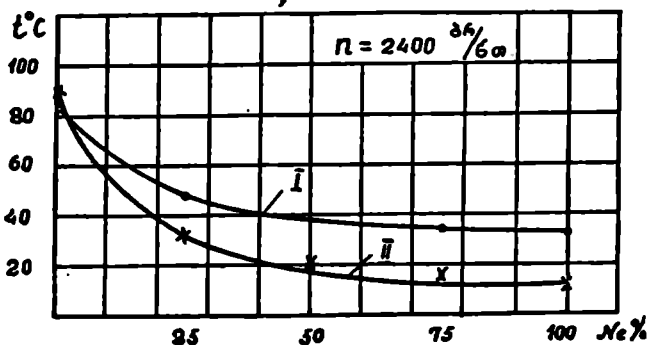
სპეციალური შეთბობის მქონე ძრავებისათვის $60 \div 110^\circ$.

ბენზინით მომუშავე ისეთი ძრავისათვის, რომელსაც შემშვები და გამოშვები მილები სხვადასხვა მხარეზე აქვს, დასაშვებია პირობა $\Delta T = 0$; აქ იგულისხმება, რომ შეთბობით მიღებული სითბო მთლიანად იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

30-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკი, სადაც გამოსახულია ძრავას დატვირთვაზე დამოკიდებულებით შემშვებ მილში გამავალი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა. აქ ზედა მრუდი (I) გამოსახავს აირის ტემპერატურას პირველი ცილინდრის შემშვებ სარქველთან (T_0'), ხოლო ქვედა მრუდი (II) — იმავე აირის ტემპერატურას უფრო აღრე, კარბურატორის ქვეშ.

როგორც გრაფიკი გვიჩვენებს, კარბურატორიდან გამოსვლის შემდეგ აირის ტემპერატურა ჯერ კლებულობს, ხოლო შემდეგ იზრდება. ეს იმით აიხსნება, რომ პირველ პერიოდში სითბოს მეტი ნაწილი მიდის საწვავის აორთქლებაზე, ხოლო შემდეგ თავის გავლენას ახდენს შეთბობა.

საინტერესოა ყურადღება მივაქციოთ იმ გარემოებას, რომ ზოგ შემთხვევაში აირის ტემპერატურა საწვავის ინტენსიური აორთქლების გამო კარბურატორიდან გამოსვლის მომენტში გარემოს ტემპერატურაზე ნაკლებია. მაგალითად, სრული დატვირთვით ძრავას მუშაობის დროს კარბურატორის ქვეშ აირის ტემპერატურა იყო 12°C , იმ დროს, როდესაც გარემოს ტემპერატურა აღწევდა 23°C -ს; ასევე, მეტად საინტერესოა ისიც, რომ შემშვებ მილში გამავალი აირის ტემ-



ნახ. 30. შემშვებ მილში აირის ტემპერატურის დამოკიდებულება ძრავას დატვირთვაზე: I—ტემპერატურა პირველი ცოლინდრის შემშვებ სარკველთან; II—ტემპერატურა კარბურატორის ქვეშ.

პერატურა მატულობს ძრავას დატვირთვის შემცირებისას (ე. ი. მაშინ, როდესაც ძრავას საერთო ტემპერატურული რეჟიმი ეცემა) და მაქსიმუმს აღწევს ძრავას უქმი სვლით მუშაობის დროს. ჩვენ შემთხვევაში, როგორც ამას გრაფიკი გვიჩვენებს, ამ ტემპერატურამ გადააჭარბა 80°C ; ამის მიზეზი ისაა, რომ კარბურატორიან ძრავაში დატვირთვის შემცირება დადროსელებას ნიშნავს, რაზედაც განსაზღვრული ენერგია იხარჯება. ეს ენერგია იწვევს აირის სიჩქარის გადიდებას, რომელიც შემშვებ მილის კედლებზე ჰაერის შეჯახების დროს სითბურ ენერგიაში გადადის და იწვევს აირის ტემპერატურის გადიდებას.

ნარჩენი აირის პარამეტრები

ნარჩენი აირი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას მუშაობაზე. ღიზელის ძრავებში მათი რაოდენობა შეადგენს სამუშაო ნარევის მთლიანი რაოდენობიდან $3 \div 4\%$ -ს, კარბურატორიან ძრავებში კი ეს რაოდენობაა $7 \div 9\%$ სრული დროსელოთ მუშაობის დროს და $22-29\%$ უქმ სვლაზე. ნარჩენი აირი შეეერევა რა ახალ მუხტს, ამცირებს მასში ჟანგბადის კონცენტრაციას და აუარესებს წვის პროცესს. ნარჩენი აირების მოცულობა განისაზღვრება კუმშვის კამერის V_e მოცულობით.

ძრავას თბური გაანგარიშებისათვის აუცილებელია წინასწარ შევირჩიოთ ნარჩენი აირების წნევა და ტემპერატურა, რაც გართულებულია იმით, რომ ისინი დიდადაა დამოკიდებული ძრავას კუმშვის ხარისხზე, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, დატვირთვისა და ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტზე. ამ მიზეზის გამო ძრავას თბური გაანგარიშების წინ ნარჩენი აირის წნევასა და ტემპერატურას ღებულობენ არსებული მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით ან, ზოგ შემთხვევაში, ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობებით:

ნარჩენი აირების ტემპერატურა T_r (t_r) დიდადაა დამოკიდებული ძრავას ბრუნთა რიცხვზე. დატვირთვაზე, კუმშვის ხარისხსა და ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტზე.

არსებული შიგაწვის ძრავებისათვის, სრული დატვირთვით მათი მუშაობის შესაბამისად, შეიძლება მივიღოთ:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის $T_r = 900 \div 1100^\circ K$;
2. თვითაალებადი ძრავებისათვის $T_r = 600 \div 900^\circ K$.

პროცესის სწრაფად მიმდინარეობის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურის უშუალო გაზომვა მეტად რთულდება. დღემდე არ არსებობს ისეთი ხელსაწყო, რომელიც საკმარისი სიზუსტით ჩაწერდა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურის ცვალებადობას. ციკლის მიმდინარეობასთან ერთად და, მასასადამე, მოგვეცემა ტემპერატურის სიდიდეს, რომელიც აირს ექნება განდევნის პროცესის დასასრულს; ამიტომ ცილინდრიდან განდევნილი აირის საშუალო ტემპერატურას გამომწვებ სარქველთან ზომავენ და გამოთვლების დროს მას იღებენ, როგორც ნარჩენი აირის ტემპერატურას.

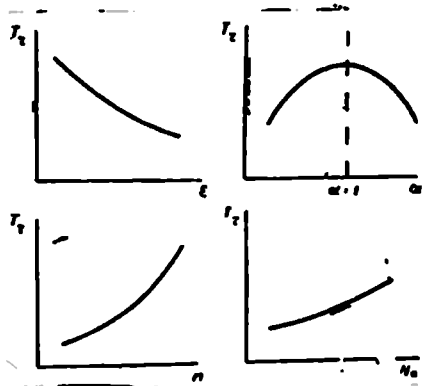
ტემპერატურის ასეთი გაზომვა ადვილად ხერხდება ჩვეულებრივი თერმომწვევილის დახმარებით.

მიღებული წესი არ არის ზუსტი და განსაზღვრულ ცდომილებას იძლევა.

თუ როგორ გავლენას ახდენს ნარჩენი აირის ტემპერატურის არასწორი შერჩევა თბური გაანგარიშების შედეგებზე, გვიჩვენებს

პროფ. ვ. პეტროვის მიერ ჩატარებული გამოთვლები. პროფ. ვ. პეტროვმა გაანგარიშება ჩატარა ძრავასათვის. რომლის კუმშვის ხარისხი $\epsilon=5$, და მიიღო, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შეცვლა 10%-ით (მისი აბსოლუტური მნიშვნელობის დამოუკიდებლად) ციკლის ტემპერატურებს ცვლის დაახლოებით 0,5%-ით, ციკლის წნევებს კი — 0,15%-ით. როგორც ჩანს, ცდომილებები უმნიშვნელოა.

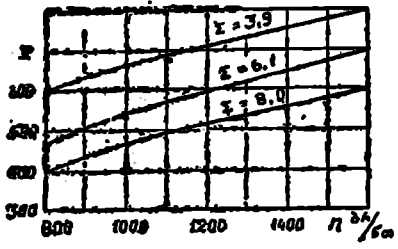
31-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ნარჩენი აირის ტემპერატურის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე. ბრუნთა რიცხვსა და დატვირთვაზე.



გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შემცირებას იწვევს კუმშვის ხარისხის გადიდება და ბრუნთა რიცხვს ან დატვირთვის კლება. გარდა ამისა, საწვავის სრულ წვის შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდესი უნდა იყოს მაშინ, როდესაც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha=1$.

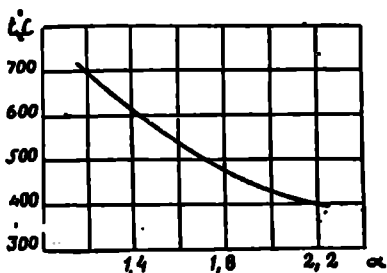
ნახ. 31. T_r -ის დამოკიდებულება კუმშვის ხარისხზე, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე. ბრუნთა რიცხვსა და დატვირთვაზე.

32-ე ნახაზზე გამოახულია ნარჩენი აირის ტემპერატურის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავასათვის.



ნახ. 32. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავასათვის.

33-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ამავე ტემპერატურის ცვალებადობის ხასიათი გრივალური კამერის შქონე დიზელისათვის.



ნახ. 33. ნარჩენი აირის ტემპერატურის ცვალებადობა გრივალური კამერის შქონე დიზელისათვის.

ზემოთ ნაჩვენები დიაგრამების განხილვა გვიჩვენებს, რომ ნარჩენი და სუბსტრატული ნაშენი აირების ტემპერატურა მატულობს, როდესაც იზრდება ძრავას ბრუნთა რიცხვი და დატვირთვა ან კლებულობს კუმშვის ხარისხი.

ძრავას ბრუნთა რიცხვის გადიდებით აირის ტემპერატურის ზრდა იმითაა გამოწვეული, რომ ამ დროს მცირდება ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების დრო და, შესაბამისად, გადაცემული სითბოს რაოდენობა. ასეთ პირობებში აირს რჩება მეტი სითბო და მისი ტემპერატურა უფრო მაღალია.

დატვირთვის გადიდების დროს აირის ტემპერატურის მატება ცილინდრში დაშვარი საწვავის რაოდენობის ზრდის შედეგია.

კუმშვის ხარისხის გადიდებით, მიუხედავად იმისა, რომ მატულობს აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს, დროს გაფართოების გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურა მცირდება.

ნარჩენი აირების ტემპერატურაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს აგრეთვე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α . ჩვეულებრივ, ეს ტემპერატურა უდიდესი იქნება მაშინ, როდესაც $\alpha = 1$; ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის როგორც შემცირება, ისევე გადიდება იწვევს აირის ტემპერატურის კლებას. ეს იმით აიხსნება, რომ პირველ შემთხვევაში უანგბადის უკმარობის გამო საწვავი მთლიანად არ იწვის, ხოლო მეორე შემთხვევაში სითბო იხარჯება ჰაერის გათბობაზე.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურის გასაანგარიშებლად იყენებენ ემპირიულ ტოლობებს:

$$\text{როცა } \alpha \geq 1, \bar{T}_r = \frac{1450}{\alpha} + \frac{1092}{\alpha} - 414 + 0,14n^{\circ}\text{K}; \quad (6)$$

$$\text{როცა } \alpha \leq 1, \bar{T}_r = \frac{1450}{\alpha} - \frac{738}{\alpha} + 1336 + 0,14n. \quad (7)$$

უნდა აღვნიშნოთ, რომ მოყვანილი ემპირიული ტოლობების გამოყენება მათი მცირე სიზუსტის გამო შეზღუდულია.

იმისათვის, რომ ნამუშევარი აირი ცილინდრიდან ატმოსფეროში გამოიღვენოს, მან უნდა დაძლიოს ატმოსფერული p_0 წნევა და გამოშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა (ნახ. 28). მაშასადამე, ნარჩენი აირის წნევა შეიძლება გამოისახოს ტოლობით

$$p_r = p_0 + \Delta p_r,$$

სადაც Δp_r არის გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობის შესაბამისი წნევა.

Δp_r სიდიდე დამოკიდებულია გამომშვები სისტემის კონსტრუქციაზე, კერძოდ, გამომშვები სარქელის გასავალი კვეთის სიდიდეზე, გამომშვები მილის ზომებზე, მუხლების რაოდენობაზე, მილის შიგა ზედაპირის დამუშავების სისუფთავესა და მყუჩის არსებობაზე.

გარდა ამისა, Δp_r მნიშვნელოვნად იზრდება ძრავის ბრუნთა რიცხვის ზრდით. ეს იმიტომ, რომ ბრუნთა რიცხვის მატება იწვევს ნამუშევარი აირის განდევნის სიჩქარის ზრდას.

თანამედროვე ძრავებისათვის ნარჩენი აირის წნევა იცვლება $p_r = (1,05 \div 1,25) p_0$ ზღვრებში.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის წნევას ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობით

$$p_r = p_0 (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} n) \text{ მმ/მ}^2, \quad (8)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

იმის შესათვალად, თუ რამდენადაა დაქუჩყვიანებული ახალი მუხტი ნარჩენი აირებით, შემოღებულია ცნება ნარჩენი აირის კოეფიციენტის შესახებ.

ნარჩენი აირის γ კოეფიციენტი წარმოადგენს ნარჩენი აირების რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან.

მიღებული განმარტების თანახმად

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}, \quad (9)$$

სადაც M_r არის ნარჩენი აირის რაოდენობა;

M_0 — ახალი მუხტის სიდიდე.

თერმოდინამიკის ცნობილი განტოლების საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ.

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} \text{ და } M_0 = \frac{p_0 V_h \eta_0}{8314 T_0}.$$

(9) ტოლობაში ამ გამოსახულებათა შეტანით ვღებულობთ

$$\gamma = \frac{p_r V_c T_0}{p_0 V_h \eta_0 T_r}.$$

ან საბოლოოდ

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{1}{\eta_0} \frac{T_0}{T_r}. \quad (10)$$

მიღებული გამოსახულებიდან ჩანს, რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი მცირდება კუმშვის ხარისხის, შევსების კოეფიციენტისა და ნარჩენი აირის ტემპერატურის გადიდებით და ნარჩენი აირის წნევის შემცირებით.

კარბურატორიან ძრავებში დადროსელების (სადროსელო მისაფარის მიხურვის) დროს ძლიერ მცირდება შევსების კოეფიციენტი, რასაც თან სდევს ნარჩენი აირის კოეფიციენტის მკვეთრი ზრდა. მთლიანი დროსელით ასეთი ძრავას მუშაობისათვის შეიძლება მივიღოთ: $\gamma = 0,07 \div 0,09$.

მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო თვითაალებადი ძრავასათვის ნარჩენი აირის კოეფიციენტი გამოდის უფრო მცირე და იცვლება $\gamma = 0,03 \div 0,04$ ზღვრებში.

შევსების კოეფიციენტი

ცილინდრების ახალი მუხტით შევსების შესაფასებლად იყენებენ შევსების კოეფიციენტს, რომელიც წარმოადგენს ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში ნამდვილად მოხვედრილი ახალი მუხტის G_c მასის შეფარდებას იმ მუხტის თეორიულ G_n მასასთან, რომელიც შეიძლება მოთავსებულიყო ცილინდრის მუშა V_h მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

ამ განმარტების შესაბამისად შევსების კოეფიციენტისათვის გვექნება

$$\eta_0 = \frac{G_c}{G_m} \quad (11)$$

თუ ახალი მუხტის სიმკვრივეს გარემოს პირობებში აღვნიშნავთ γ_0 -ით, მაშინ $G_c = V' \gamma_0$ და $G_m = V_h \gamma_0$, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$\eta_0 = \frac{V'}{V_h} \quad (12)$$

სადაც V' არის ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობა.

მიღებული ფორმულა უფლებას გვაძლევს ჩამოვყავალიბოთ შევსების კოეფიციენტის მეორე განსაზღვრა, რომლის მიხედვით, ის წარმოადგენს ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის მუშა მოცულობასთან.

იმისათვის, რომ შევსების კოეფიციენტს შევძლოს ძრავას კონსტრუქციის დახასიათება, მას უფარდებენ იმ გარემოს პირობებს, რომელშიც ის მუშაობს განსახილავ მომენტში. აქედან გამომდინარეობს, რომ შეიძლება შეიცვალოს გარემოს პირობები, ხოლო შევსების კოეფიციენტი უცვლელი დარჩეს.

ვინაიდან მულმივი ტემპერატურის პირობებში აირის რაოდენობა მისი წნევის პროპორციულია, ამიტომ ატმოსფერული ჰაერის წნევის ცვალებადობამ არ უნდა მოახდინოს გავლენა შევსების კოეფიციენტის სიდიდეზე.

რაც შეეხება ცილინდრში შემავალი აირის ტემპერატურას, ის ნაწილობრივ ახდენს გავლენას შევსების კოეფიციენტზე. საქმე ის არის, რომ, როგორც ექსპერიმენტები ადასტურებს, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის სიდიდე იცვლება შემავალი აირის ტემპერატურიდან კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად. აქედან გამომდინარეობს, რომ, თუ, მაგალითად, შემავალი აირის T ტემპერატურის დროს შევსების კოეფიციენტია η_0 , მაშინ T' ტემპერატურის დროს შევსების კოეფიციენტი

$$\eta'_0 = \eta_0 \sqrt{\frac{T'}{T}}$$

თუ ცილინდრში მუხტის მიწოდება იძულებით ხდება (ე. ი. გამოყენებულია ჩაბერვა), მაშინ გარემო პირობებად უნდა მივიღოთ მუხტის ის ტემპერატურა T_h და წნევა p_h , რომლებიც დამყარდება დამპირხნის შემდეგ.

შევსების კოეფიციენტის გაზრდის მიზნით იყენებენ აირგანაწილების ფაზებს, რაც იმას ნიშნავს, რომ შემშვები სარქველის გაღებისა და ჩაკეტვის მომენტები არ ხვდება მკვდარ წერტილებს, კერძოდ, შემშვები სარქველი იღება დგუშის მისვლამდე ზედა მკვდარ წერტილში და იხურება დაგვიანებით, ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ.

შევსების კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ რაოდენობრივი ბალანსი შევსების პროცესის განმავლობაში, რომელსაც შემდეგი სახე ექნება:

$$M_a = M_r + M_o.$$

ეს ბალანსი შეიძლება ასე წავიკითხოთ: აირის რაოდენობა შევსების დასასრულს (M_a) წარმოადგენს ნარჩენი აირისა (M_r) და აბლად შეწოვილი მუხტის (M_o) ჯამს; ამ შემთხვევაში აირების რაოდენობა გამოსახულია მოლოზით. ასეთსავე შედეგს მივიღებთ, თუ აირის რაოდენობას გამოვსახავთ მასის ერთეულებში. თერმოდინამიკის ცნობილი $M = \frac{pV}{8314 T}$ ტოლობის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$M_a = \frac{p_a V_a}{8314 T_a}; \quad M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r}, \quad \text{და} \quad M_o = \frac{p_o V_h \eta_o}{8314 T_o}.$$

რაც გვაძლევს:

$$\frac{p_a V_a}{8314 T_a} = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} + \frac{p_o V_h \eta_o}{8314 T_o}.$$

თუ განტოლების ყველა წევრს გავყოფთ კუმშვის კამერის V_o მოცულობაზე და გავიხსენებთ, რომ

$$\frac{V_a}{V_o} = \varepsilon \quad \text{და} \quad \frac{V_h}{V_o} = \frac{V_a - V_c}{V_o} = \varepsilon - 1,$$

მაშინ მივიღებთ:

$$\frac{p_a \varepsilon}{T_a} = \frac{p_r}{T_r} + \frac{p_o (\varepsilon - 1)}{T_o} \eta_o.$$

საიდანაც

$$\eta_o = \left(\frac{p_a \varepsilon}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_o}{p_o (\varepsilon - 1)}. \quad (13)$$

ამ ფორმულის გამოყენება η_o -ს გამოთვლისათვის გაძნელებულია, ვინაიდან მასში შედის ჩვენთვის ჭერჯერობით უცნობი p_a და T_a , მაგრამ ის ძალიან მარჯვეა η_o -ს ცვალებადობის ანალიზისათვის.

პრაქტიკაში უფრო ხშირად მსგავსი ძრავების მიხედვით შეარჩევენ ხოლმე შევსების კოეფიციენტის სიდიდეს და ამის შემდეგ ანგარიშობენ შევსების p_a წნევას. რა თქმა უნდა, მისაღებია შებრუნებული პირობაც, როცა შევირჩევთ p_a -ს და ვიანგარიშებთ η_o -ს.

ღიზელის ძრავებში, ვინაიდან მის შემშვებ სისტემაში სადროსელო მისაფარი არ კეთდება, შევსების კოეფიციენტი შეიცვლება მხოლოდ ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის დროს.

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში სადროსელო მისაფარის არსებობის გამო შევსების კოეფიციენტი დატვირთვის ცვალებადობასთან ერთად მკვეთრად იცვლება.

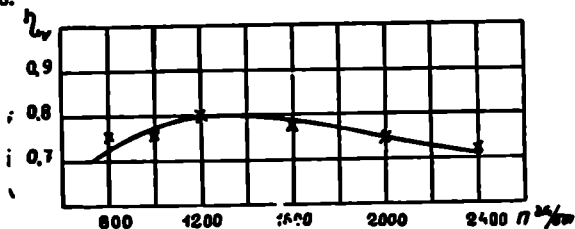
ჩვეულებრივ, სახელმძღვანელოებსა და კატალოგებში ასახელებენ ძრავას შევსების კოეფიციენტის იმ მნიშვნელობას, რომელიც შეესაბამება მის მუშაობას სრული დატვირთვის დროს ნომინალურ ბრუნთა რიცხვით.

თანამედროვე საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის შევსების კოეფიციენტი შეადგენს:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\eta_o = 0,65 \div 85$;

ღიზელებისათვის $\eta_o = 0,75 \div 0,90$.

მოცემული გარემო პირობებისათვის შევსების კოეფიციენტის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია შევსების p_a წნევაზე. p_a წნევის სიდიდე დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე, რომელთაგან ძირითადად აღსანიშნავია: შეწოვის სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა, ძრავას ბრუნთა რიცხვი, ნარჩენი აირის წნევა და შეთბობის T_o ტემპერატურა.



ნახ. 34. შევსების კოეფიციენტის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე ZH1-120 ძრავისათვის.

ტემპერატურის ზრდა მნიშვნელოვნად ამცირებს ცილინდრების შევსებას, რადგანაც ამ მიზეზით კლებულობს აირის სიმკვრივე.

34-ე ნახაზზე ნაჩვენებია შევსების კოეფიციენტის ცვალებადობის ხასიათი ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით. მონაცემები აღებულია ქუთაისის საავტომობილო ქარხანაში.

ბრუნთა რიცხვის გადაშეტებულად შემცირების შემთხვევაში η_0 -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ ამ დროს მოძრავი აირის ინერცია უმნიშვნელოა, განაწილების ფაზები აღარაა დამაკმაყოფილებელი და შეწოვის დასასრულს ხდება ცილინდრიდან შემშვებ მილში აირის უკან გამოდევნა.

აირის ტემპერატურა და წნევა შეწოვის დასასრულს

T_a ტემპერატურა შეწოვის დასასრულს (ქვემო მკვდარ წერტილში) შეიძლება ვიპოვოთ შემდეგი მსჯელობის საფუძველზე:

ახალ მუხტს ცილინდრში შესვლის წინ აქვს ტემპერატურა T_0' , რომელიც შეწოვის დასასრულს იზრდება T_a ტემპერატურამდე. ასევე, ნარჩენ აირს შეწოვის დასაწყისში აქვს T_r ტემპერატურა, რომელიც შეწოვის დასასრულს მცირდება T_a ტემპერატურამდე. შეიძლება დავუშვათ, რომ სითბო, რომელიც შეწოვის განმავლობაში დააკლდა ნარჩენ აირს, დაემატება ახალ მუხტს, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ

$$\mu_{cr} (T_r - T_a) M_r = \mu_{co} (T_a - T_0') M_0,$$

სადაც μ_{cr} არის ნარჩენი აირის მოლური სითბოტევადობა;

μ_{co} — ახალი მუხტის სითბოტევადობა.

თუ აღვნიშნავთ $\frac{\mu_{cr}}{\mu_{co}} = \Psi$ და გავცხვენებთ, რომ $\frac{M_r}{M_0} = \gamma$,

შეიძლება დავწეროთ:

$$(T_r - T_a) \Psi \gamma = T_a - T_0'.$$

საიდანაც ვღებულობთ

$$T_a = \frac{T_0' + T_r \Psi \gamma}{1 + \Psi \gamma}. \quad (14)$$

სითბოტევადობების ფარდობა Ψ დიდადაა დამოკიდებული ჰაერის α სიჭარბის კოეფიციენტზე. კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ $\Psi \approx 1,15$, ხოლო დიზელებისათვის $\Psi \approx 1,10$.

ზოგი ავტორი ღებულობს დაშვებას $\mu_{cr} = \mu_{co}$, მაშინ

$$T_a = \frac{T_0' + T_r \gamma}{1 + \gamma}. \quad (15)$$

ამ გამოანგარიშებებში მხედველობაში არ იყო მიღებული შევსების დროს სითბოს ცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის.

ეს გარემოება დიდ ცდომილებას არ იძლევა, რადგანაც ახალი მუხტის შეწოვის პროცესში აირისა და ცილინდრის კედლების ტემპერატურა თითქმის ერთნაირია.

უფრო მეტ ცდომილებას T_a ტემპერატურის გამოთვლის დროს იძლევა ის, რომ განზილული მეთოდი არ ითვალისწინებს აირის შიგა ენერჯიის შემცირებას მისი გაფართოების გამო შეწოვის პროცესის დასაწყისში. ეს მოვლენა განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ძრავას მუშაობისას სადროსელო რეჟიმებზე.

თუ შემშვები სისტემის წინალობის დასაძლევად საჭირო წნევა შეადგენს Δp_a მნ/მ², მაშინ შეწოვის წნევა

$$p_a = p_0 - \Delta p_a. \quad (16)$$

სადაც p_0 არის გარემოს წნევა.

ცხადია, შეწოვით მომუშავე ძრავას ცილინდრებში შეესების პროცესის დროს გაუხშობება გვექნება და p_a გარემო ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლები იქნება.

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის ცვლასთან ერთად იცვლება სადროსელო მისათარის მდგომარეობა, რაც მკვეთრად ცვლის შეწოვი სისტემის წინალობას და, მაშასადამე, შეწოვის წნევას. მთლიანი დატვირთვით ასეთ ძრავას მუშაობას შეესაბამება სადროსელო მისათარის სრული გაღება და ამიტომ შეწოვის უდიდესი წნევა.

შეწოვის წნევა დამოკიდებულია აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, რომლის მატება იწვევს შემწოვი სისტემის წინალობის კოეფიციენტის ზრდას და ამის გამო p_a -ს შემცირებას.

ღიზელის ძრავებში სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირების გამო სადროსელო მისათარი საჭირო არაა; ამიტომ ამ შემთხვევაში p_a დამოკიდებულია მხოლოდ შეწოვის სიჩქარესა და, მაშასადამე, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე.

p_a -ს სიდიდებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ჰერმწმენდი, რომელიც ამკირებს შეწოვის წნევას 0,004 ÷ 0,006 მნ/მ² (0,04 – 0,06 კგ/სმ²) სიდიდით. აღსანიშნავია, რომ ჰერმწმენდის მოუვლელობამ და არადროულმ. გაწმენდამ შეიძლება შეწოვის წინალობა იმდენად გაზარდოს, რომ ძრავას ამუშაება შეუძლებელიც კი გახადოს.

მთლიანი დროსელით მუშაობის დროს კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეწოვის წნევა ცვალებადობს ზღვრებში $p_a = 0,07 \div 0,09$ მნ/მ² (0,7 ÷ 0,9 კგ/სმ²). სადროსელო მისათარის მიხურვით შეწოვის წნევა მკირდება და ძრავას უქმი სვლით მუშაობის დროს (როცა

დროსელი მინიმალურადაა გაღებული) შეიძლება მიაღწიოს სიდიდეს $0,02 \div 0,03$ მნ/მ² ($0,2 \div 0,3$ კგ/სმ²).

ასეთივე წნევები შეიძლება მივიღოთ შეკუმშული და გათხევადებული აირით მომუშავე ძრავებისათვის. რაც შეეხება მაგარი საწვავით მომუშავე აირგენერატორულ ძრავებს, იქ გენერატორის გაღებულნი წინალობის გამო შეწოვის უფრო მცირე წნევა მყარდება.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით დიზელის ძრავას შემთხვევებ სისტემის ნაკლები წინალობა აქვს, რადგანაც მას არ სჭირდება კარბურატორი. ამ მიზეზის გამო დიზელის შეწოვის წნევა უფრო მაღალი გამოდის და იცვლება ზღვრებში $p_a = 0,075 \div 0,095$ მნ/მ² ($0,75 \div 0,95$ კგ/სმ²).

შეწოვის წნევის მიახლოებითი სიდიდე შეიძლება მივიღოთ (13) ფორმულიდან, საიდანაც ვღებულობთ.

$$p_a = \frac{p_r T_a + p_o T_r (\epsilon - 1) \frac{T_a}{T_o} \eta_o}{T_r \epsilon} \quad (17)$$

ამ ფორმულის გამოსაყენებლად საჭიროა წინასწარ შევიჩინოთ η_o , p_r , T_r სიდიდეები და აგრეთვე გავიანგარიშოთ T_a . განსაკუთრებული სიფრთხილით უნდა მოვექცეთ შევსების კოეფიციენტის სიდიდის შერჩევას.

ჩაბერვის გავლენა შევსების პროცესის მაჩვენებლებზე

ჩაბერვის დროს ძრავას ცილინდრების კვება ხდება ჰაერით, რომლის წნევა აღემატება გარემოს ატმოსფერულ წნევას. ჰაერის წნევის გადიდება ხდება სპეციალურ კომპრესორში, დამპირხნში, რომელიც, ჩვეულებრივ, შემშვები სისტემის წინ არის მოთავსებული.

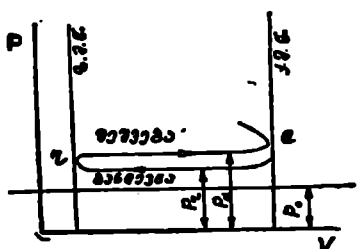
პნ-ე ნახაზზე ნაჩვენებია შევსების დიაგრამა ჩაბერვის დროს.

თუ გარემოს წნევა იქნება p_o , მაშინ დაპირხნის წნევა გამოისახება დამოკიდებულებით

$$p_h = p_o + \Delta p_h \quad (18)$$

სადაც Δp_h არის დამპირხნის კარბი წნევა.

საავტოტრაქტორო ძრავებში იყენებენ დამპირხნებს კარბი წნევით არა უმეტეს $\Delta p_h = 0,05$ მნ/მ² ($0,5$ კგ/სმ²). სხვა ტიპის ძრავებში ვხვდეთ-



ნახ. 35. შევსების დიაგრამა ჩაბერვის დროს

ბა ძლიერი ჩაბერვა, სადაც ჩაბერვის წნევა აღწევს $p_h = 0,2 \div 0,3$ მნ/გა ($2 \div 3$ კგ/სმ²) სიდიდეს.

ჰაერის ტემპერატურა დამპირხნის შემდეგ იქნება

$$T_h = T_0 \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}}, \quad (19)$$

სადაც T_0 არის გარემოს ტემპერატურა;

n_e — დამპირხნში ჰაერის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

მოცულობითი დამპირხნისათვის იღებენ $n_e = 1,5 \div 1,7$, ხოლო ცენტრიდანულისათვის $n_e = 1,8 \div 1,9$.

ძლიერი ჩაბერვის დროს, დაპირხნული ჰაერის ტემპერატურის შემცირების მიზნით, ცილინდრში მიმავალ ჰაერს აგრილებენ. ასეთ შემთხვევაში იგულისხმება, რომ T_h ჰაერის ტემპერატურაა მაცივრის შემდეგ.

ჰაერის ტემპერატურა ცილინდრში შესვლის წინ

$$T'_h = T_h + \Delta T, \quad (20)$$

სადაც ΔT არის შეთბობის სრ.თბო და იცვლება $5 \div 10^\circ$ ზღვრებში.

ვინაიდან $T_h > T_0$, ამიტომ შეესების კოეფიციენტი η_{sh} ჩაბერვის დროს მეტი იქნება η_0 შეესების კოეფიციენტზე, რომელიც ძრავას ექნებოდა ჩაბერვის გარეშე. მათთვის შეიძლება გამოვიყენოთ თანაფარდობა:

$$\eta_{sh} = \eta_0 \sqrt{\frac{T_h}{T_0}}. \quad (21)$$

ნარჩენი აირის კოეფიციენტის გამოსაანგარიშებლად შეიძლება მივიღოთ შემდეგი ფორმულა:

$$\gamma = \frac{p_r}{p_h} \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{1}{\eta_0} \frac{T_h}{T_r}. \quad (22)$$

§ 2. კუმშვის პროცესი

კუმშვის პროცესი სრულდება დგუშის მოძრაობისას ქვედა მკვდარი წერტილიდან (a) ზედა მკვდარ წერტილამდე (c) (ნახ. 30). ამ პროცესის განმავლობაში მუხტის წნევა და ტემპერატურა მატულობს და წვისათვის ხელსაყრელი პირობები იქმნება. მუხტის წინასწარი კუმშვა ეფექტურს ხდის საწვავის წვას და მნიშვნელოვნად აღი-

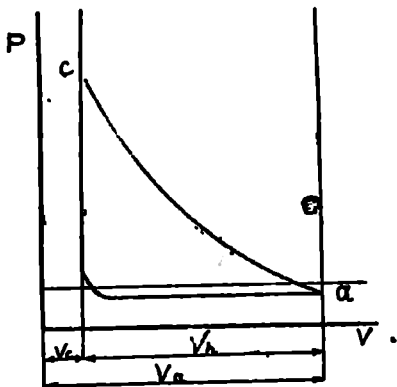
დებს როგორც ძრავას მარგი ქმედების კოეფიციენტს, ისე სიმძლავრეს.

კუმშვის პროცესის ძირითადი მახასიათებელი პარამეტრია კუმშვის ხარისხი (ნახ. 36):

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_o} \quad (23)$$

როგორც ჩანს, კუმშვის ხარისხი გეომეტრიული სიღრმე და მოცემული ძრავასათვის, მისი მუშაობის რეჟიმისაგან დამოუკიდებლად, უცვლელია.

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ ძრავას საუკეთესო მაჩვენებლები მიიღწევა მაშინ, როდესაც $\varepsilon = 12-14$. სინამდვილეში ამ პირო-



ნახ. 36. კუმშვის პროცესის დიაგრამა.

ბის დაცვა ვერ ხერხდება. თანამედროვე კარბურატორიან ძრავებში თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოქმნის გამო კუმშვის ხარისხი ოპტიმალურზე ნაკლებია და შეადგენს $\varepsilon = 6-9$. დიზელებში, სადაც მუშა პროცესი საწვავის თვითაალების პრინციპით ხორციელდება, კუმშვის ხარისხი ოპტიმალურზე მეტია და შეადგენს $\varepsilon = 14,5-21,0$. ეს გამოწვეულია დიზელის ამუშავების თავისებური მოთხოვნილებებით.

რეალურ ძრავაში კუმშვის პროცესი რთულ პირობებში მიმდინარეობს, რადგანაც კუმშვის დასაწყისში გრძელდება ახალი მუხტის მიწოდება, კუმშვის სვლის განმავლობაში სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირისა და ცილინდრის კედლებს შორის სხვადასხვა ინტენსივობით ხასიათდება, იცვლება ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების ფართობი, მუდამ არსებობს აირის დანაქარგი დგუშის რგოლების არასაკმარისი სიმკვრივის გამო, წვა იწყება კუმშვის პროცესის დასასრულს.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ რეალურ ძრავებში, მუშა სხეულის კუმშვა ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს წარმოადგენს, მაგრამ ვინაიდან ჩამოთვლილი მოვლენების ზუსტი მათემატიკური აღრიცხვა შეუძლებელია, საკითხის გამარტი-

ვების მიზნით, მუშა სხეულის კუმშვას იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს.

მიღებული პირობების მიხედვით წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს დამოკიდებული იქნება პროცესის საწყის პარამეტრებზე, კუმშვის ხარისხსა და პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე.

კუმშვის დროს ხითბოს ცვლა და პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს, ჩვეულებრივ, არკვევენ მომუშავე ძრავისაგან ართმეული ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით. ამ მიზნით იღებენ კუმშვის ხაზის იმ უბანს, რომელიც მოქცეულია შემშვები სარქველის დახურვისა და წვის დაწყების მომენტის შესაბამის წერტილებს შორის. ისეთ ძრავებში, სადაც გამოყენებულია ელექტროანთება, წვის დაწყების მომენტად შეიძლება მივიღოთ ნაპერწკლის მიწოდების მომენტი.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის გამოთვლა წარმოებს იმ მოსაზრების საფუძველზე, რომ კუმშვის მუშაობა შერჩეული საშუალო მაჩვენებლის დროს უდრიდეს კუმშვის მუშაობას ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე დგუშის სელის იმავე უბნისათვის.

დასაპროექტებელი ძრავისათვის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს არჩევენ მსგავსი ძრავების გამოცდით დაგროვილი მასალის მიხედვით. იმ შემთხვევაში, თუ დასაპროექტებელი ძრავა დიდად განსხვავდება იმ ძრავებისაგან, რომლებისთვისაც ცნობილია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები, საჭირო ხდება მაჩვენებლის მიახლოებითი შერჩევა ისეთი პარამეტრების გათვალისწინებით, რომლებიც კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე გავლენას ახდენენ.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდე დიდადა დამოკიდებული მუშა სხეულსა და ცილინდრის კედლებს შორის სითბოს გაცვლა-გამოცვლის პირობებზე. რაც უფრო მეტ სითბოს გადასცემს სამუშაო ტანი ცილინდრის კედლებს, მით უფრო ნაკლებია კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი.

სხვადასხვა ძრავისათვის აირის ტემპერატურა კუმშვის დასაწყისში შეადგენს $T_a = 300-400^\circ\text{K}$, რომელიც კუმშვის დასასრულისათვის იზრდება $T_c = 600-900^\circ\text{K}$ -მდე; ამავე დროს ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურა $T_s = 400-450^\circ\text{K}$. აქედან ცხადია, რომ კუმშვის პროცესის დასაწყისში აირები სითბოს ღებულობს (1-

ლინდრის კედლებისაგან, შემდეგ კი, პირიქით, სითბოს გადაცემს კედლებს.

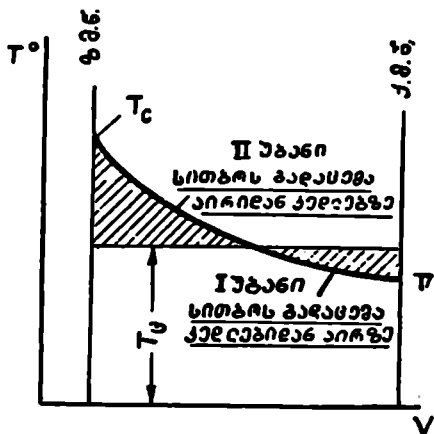
ამრიგად, კუმშვის პროცესის განმავლობაში დგუშის სელის სხვადასხვა უბანზე სითბოს გაცეცლა-გამოცეცლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის იცვლება არა მარტო რაოდენობრივად, არამედ ნიშნის მიხედვითაც.

37-ე ნახაზზე კარგადაა გამოსახული კუმშვის პროცესის ორი უბანი. რომელთაგან პირველზე ხდება სითბოს გადაცემა კედლებიდან აირზე, მეორე უბანზე კი, პირიქით — აირიდან კედლებზე.

სითბოს გადაცემა რაოდენობრივად ორივე უბანზე ერთნაირი რომ ყოფილიყო, მაშინ კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი (n_p)

ადიაბატის მაჩვენებლის ტოლი იქნებოდა. მაგრამ სინამდვილეში აირები უფრო მეტ სითბოს კარგავს მეორე უბანზე, ვიდრე ღებულობს პირველ უბანზე, რის შედეგადაც კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი ადიაბატის მაჩვენებელზე ნაკლებია ($n_p < 1,41$) და მერყეობს ზღვრებში 1,32—1,39.

კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა, კუმშვის ხარისხი, დგუშის რგოლების



ნახ. 37. ტემპერატურის ცვალებადობა კუმშვის პროცესის განმავლობაში.

სიმკვიდროვე, ცილინდრის გეომეტრიული ზომები და ძრავას დატვირთვა.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით მცირდება პროცესის ხანგრძლივობა და, მაშასადამე, აირიდან ცილინდრის კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობა, რასაც თან სდევს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ზრდა.

38-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ექსპერიმენტულად მიღებული კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

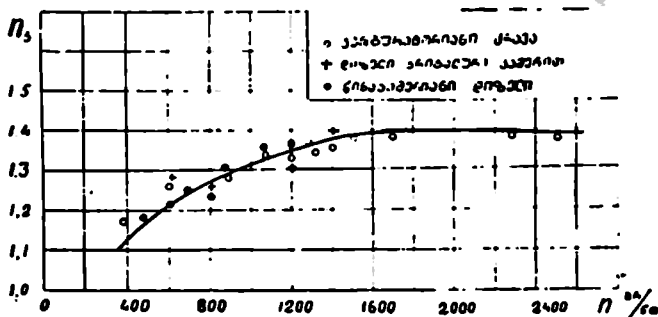
ეს დამოკიდებულება თავდაპირველად მიღებული იყო პროფ. ვ. პეტროვის მიერ კარბურატორიანი ძრავასათვის (ძრავა „პერკულესი“). შემდგომ დადასტურდა, რომ დაახლოებით ასეთივე შედეგს იძლევა დიზელიც.

ნახაზზე გამოსახულ მრუდს დამაკმაყოფილებლად პასუხობს ემპირიული ფორმულა

$$n_s = 1.41 \frac{100}{n} \quad (24)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

საკიროა აღინიშნოს, რომ ზემოთხსენილი დამოკიდებულებები შეესაბამება: პირველ შემთხვევაში დროსელის მთლიან გაღებას, მეორე შემთხვევაში კი საწვავის სრულ მიწოდებას.



ნახ. 38. კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე.

ძრავას დატვირთვის შემცირებით ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურა მცირდება, რაც ზრდის სითბოს გადაცემას ცილინდრის კედლებზე და იწვევს კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირებას.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას ინტენსიური გაგრილება გაზრდის სითბოს დანაკარგს და ამით გამოიწვევს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. მაჩვენებელი მცირდება აგრეთვე ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებით. რადგანაც ამ დროს იზრდება ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა და აირის დანაკარგი შემამკვიდრებელი რგოლებიდან.

კარბურატორიან ძრავებში, თვითაალებად სრავებთან შედარე-

ბით, დაბალი კუმშვის ხარისხის მიუხედავად კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი უფრო დაბალია, რადგანაც აქ სითბოს ნაწილი იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

სხვა ფაქტორების გარდა, კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ცილინდრის გეომეტრიული ზომები — რაც უფრო დიდია ცილინდრის დიამეტრი, მით უფრო მეტია მაჩვენებლის სიდიდე. ეს იმიტომ, რომ შეწოვილი აირის ერთეულ მოცულობაზე მოსული გაგრილების ფარდობითი ზედაპირი ცილინდრის დიამეტრის უკუპროპორციულად იცვლება.

დასასრულ, აღსანიშნავია ძრავას ტექნიკური მდგომარეობის გავლენა კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელზე. რაც უფრო მეტადაა გაცვეთილი დგუშის რგოლები, მით უფრო მეტია აირის დანაკარგი და, მამსადამე, მით უფრო ნაკლებია პოლიტროპის მაჩვენებლის სიდიდე.

აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დახასრულს

3ნ-ე ნახაზზე ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა. ამ დიაგრამაზე a წერტილი წარმოადგენს კუმშვის პროცესის საწყისს (რომელიც ამავე დროს შეეცების პროცესის ბოლო წერტილია), c წერტილი კი კუმშვის დასასრულს.

a წერტილის პარამეტრები (p_a და T_a) განსაზღვრული იყო შევსების პროცესის განხილვის დროს. რაც შეეხება c წერტილს, მისი პარამეტრები განისაზღვრება კუმშვის საწყისი წნევისა და ტემპერატურის, კუმშვის ხარისხის სიდიდისა და კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის მიხედვით, რისთვისაც საკმარისია გამოვიყენოთ პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები

$$pV^n = \text{const} \text{ და } TV^{n-1} = \text{const.}$$

თუ a და c წერტილებისათვის დავწერთ პოლიტროპის განტოლებებს, გვექნება (ნახ.36)

$$p_a V_a^n = p_c V_c^n$$

და

$$T_a V_a^{n-1} = T_c V_c^{n-1},$$

საიდანაც მივიღებთ:

კუმშვის წნევისათვის

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^n = p_a \epsilon^n; \quad (25)$$

კუმშვის ტემპერატურისათვის

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{\gamma - 1} = T_a \epsilon^{\gamma - 1}.$$

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის კუმშვის ო. ლოს წნევა საშუალოდ შეადგენს $p_c = 0.7 \div 1.2$ მვ/მ². ხოლო ტემპერატურა $T_c = 600 \div 750^\circ \text{K}$.

დიზელებისათვის მიახლოებით გვექნება $p_c = 3.0 \div 4.5$ მვ/მ² და $T_c = 750 \div 900^\circ \text{K}$.

§ 8. წვის პროცესი

ზოგადი განმარტებანი

კუმშვის პროცესის დასასრულს წარმოებს საწვავის აალება. კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავებში აალების მიზეზს წარმოადგენს ასანთ სანთელში წარმოქმნილი ელექტრონაპერწყალი. დიზელის ძრავებში აალებას იწვევს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი აწილაკების შეხება კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერთან.

პრაქტიკაში გვხვდება აგრეთვე მცირე სიმძლავრის სტაციონარული ძრავები, სადაც ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი ეხება წინასწარ გაცხელებულ კალორიზატორში შემთბარ ჰაერს. რაც ხდება მისი აალების მიზეზი.

წვის პროცესი შედგება მეტად რთული ფიზიკური და ქიმიური მოვლენებისაგან, რის გამოც მისი გამოკვლევა დიდ სიძნელეებთანაა დაკავშირებული.

ჩვენ აქ განვიხილავთ მხოლოდ ელემენტარულ ცნობებს წვის პროცესის შესახებ. კერძოდ. მოცემული იქნება წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის განსაზღვრის მეთოდი და დახასიათებულნი ამ პროცესის ზოგიერთი თავისებურება.

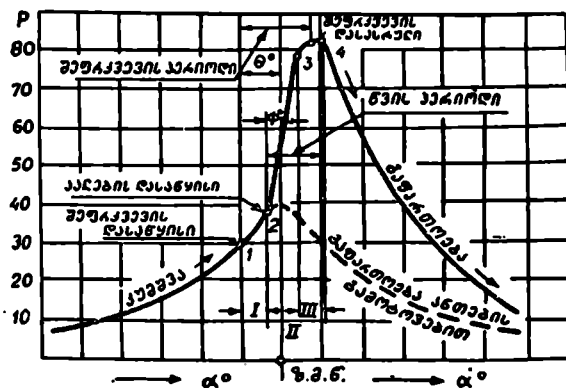
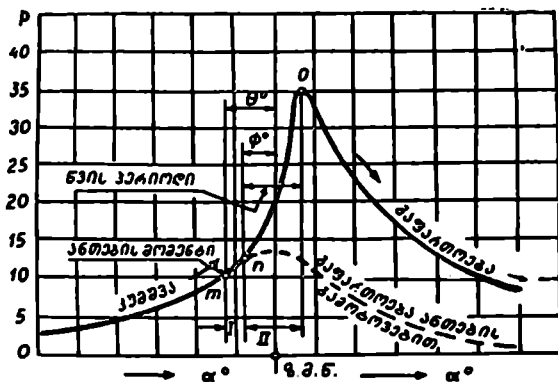
39-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ორი გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა, რომლებზედაც კუმშვისა და გაფართოების პროცესებთან ერთად კარგად მოჩანს წვის პროცესის მიზინაობა. ამ ნახაზზე ზედა დიაგრამა შეესაბამება კარბურატორიანი ძრავას, ხოლო ქვედა — დიზელს.

დიაგრამების აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს გრადუსობით, ხოლო ორდინატა — აირის წნევას ცილინდრში.

ორივე შემთხვევაში მთლიანი ხაზები გამოსახავს ძრავას ნორმალურ მუშაობას. ხოლო წყვეტილი — მუშაობას აალების გარეშე.

კარბურატორიანი ძრავაში ნაპერწყლის მიწოდება (ე. ი. ანთება)

სდება m წერტილში (ნახ. 39, ზემოთ). მაშინ ოდესაც დავი-
 ჯერ არ მისულა ზედა მკვდარ წერტილში. ეს წინსწრება, მუხლ-
 ლილის მობრუნების კუთხის მიხედვით, θ° -ს შეადგენს. m წერტილ-
 ში ნაპერწყლის მიწოდების მიუხედავად წნევის შესამჩნევი ზრდა იწ-
 ყება მხოლოდ n წერტილში. სწორედ ესაა იმის მიზეზი, რომ კარბუ-



ნახ. 39. კარბურატორიანი (ზედა) და ღიზელის (ქვედა) ძრავების
 გამოსული ინდიკატორული დიაგრამები.

რატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში აუცილებელია ელექტრო-
 ნაპერწყლის მიწოდება განსაზღვრული წინსწრებით.

პერიოდს m -დან n წერტილამდე წვის პროცესის პირველ პე-
 რიოდს ან ზოგჯერ საინდუქციო პერიოდს უწოდებენ.

ან პერიოდის ხანგრძლივობა დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორებზე. რომელთაგან პირველ რიგში უნდა აღვნიშნოთ სამუშაო ნაწილის შედგენილობა, წნევა და ტემპერატურა, საწვავის ხარისხი, აირის გრიგალური მოძრაობა. ნაპერწყლოს სიძლიერე და სხვ. მ წერტილიდან დაწყებული წნევა მკვეთრად იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს O წერტილში.

დიზელის ცილინდრებში მიმდინარე წვის პროცესი, კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით, ხასიათდება მრავალი თავისებურებით.

კარბურატორიან ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა იწყება კარბურატორში. გრძელდება ნარევის მოძრაობისას შემშვებ მილში და კუმშვის პროცესის დასასრულს. მთავრდება ცილინდრში. ამ ხნის განმავლობაში საწვავი ასწრებს აორთქლებას და კარგად ერევა ჰაერს, რის შედეგად წვის პროცესის დროს კარგად გამოიყენება ჰაერში მყოფი ენგებადი.

თვითაალებად ძრავაში საწვავი ნარევის შექმნა შეზღუდულია დროით. აქ საწვავი ნარევის შექმნა იწყება მხოლოდ კუმშვის პროცესის დასასრულს, როდესაც ცილინდრში შეიფრქვევა საწვავი, და მთავრდება მეტად მოკლე პერიოდში, ვიდრე დგუში მივიდოდეს ზედა მკვდარ წერტილში.

იმის გამო, რომ თვითაალებად ძრავაში საწვავის შეფრქვევა იწყება ზედა მკვდარ წერტილამდე $15-30^\circ$ წინსწრებით, ამიტომ ნარევის შესაქმნელად განკუთვნილი დრო ამ კუთხით მუხლა ლილვის შემობრუნებას შეესაბამება. თუ გავითვალისწინებთ საავტოტრატორო ძრავას ბრუნთა რიცხვს, დავრწმუნდებით, რომ ეს დრო წამის მეათასედი ნაწილებით გამოისახება.

დროის სიმცირის გამო ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი ვერ ასწრებს სრულ აორთქლებას და კარგ შერევას ჰაერთან, რის შედეგადაც წვის დროს ვერ ხერხდება შეკუმშულ ჰაერში მყოფი ენგებადის სრული გამოყენება. ამ მიზეზის გამო საწვავის სრული წვის მისაღწევად საჭირო ხდება ცილინდრში კარბი ენგებადის მიწოდება.

თანამედროვე დიზელის ძრავებში, მიუხედავად იმისა, რომ მიღებულია ზომები წვის წინა პერიოდში ძლიერი გრიგალური მოძრაობის შესაქმნელად და, მაშასადამე, საწვავისა და ჰაერის კარგი შერევისათვის, მაინც საჭირო ხდება მუშაობა ჰაერის მნიშვნელოვანი სიკვარბით ($\alpha = 1,2-1,8$).

ვწ-ე ნახაზზე (ქვევით) ნაჩვენებია თვითაალებადი ძრავას (დიზელის) გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

კუმშვის პროცესის დამთავრებამდე, მაშინ, როცა დგუში უახლოვდება ზედა მკვდარ წერტილს. იწყება საწვავის შეფრქვევა (წერტი-

ლი 1), რომელიც გრძელდება წვის პროცესის განმავლობაში. დასრულებულმა (ნახ. 39.) ნაჩვენებია საწვავის შეფრქვევის დასასრული და წერტილი, სადაც აირის წნევა აღწევს მაქსიმუმს (წერტილი 4).

(1) წერტილიდან (2) წერტილამდე (პირველი პერიოდი) ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი, ეხება რა კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერს, განიცდის ფიზიკურ და ქიმიურ ცვლილებებს. ფიზიკური ცვლილება საწვავის აორთქლებით გამოისახება. ქიმიური კი იმით, რომ ჰაერის ენჯგადით დაიენჯება საწვავის ნახშირწყალბადები და წარმოიქმნება არამდგრადი შენაერთები.

წვის პროცესის ამ პერიოდს თვითაალების შეფერხების პერიოდი ეწოდება. ზოგი ავტორი მას საინდექციო პერიოდს უწოდებს.

თვითაალების შეფერხების პერიოდში რეაქციის მცირე სიჩქარის გამო სითბოს გამოყოფა თითქმის არ ხდება. ამ მიზეზით (1) წერტილიდან (2) წერტილამდე აირის წნევა, კუმშვის წნევასთან შედარებით, არ იზრდება. პირიქით, შემჩნეულია, რომ ზოგ შემთხვევაში აირის წნევა კუმშვის წნევაზე რამდენიმედ მცირეც კი არის, რაც ამ პერიოდში საწვავის აორთქლებაზე განსაზღვრული რაოდენობის სითბოს ხარჯვით აიხსნება.

ამრიგად, თვითაალების შეფერხების პერიოდის განმავლობაში ხდება ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის შემზადება წვისათვის. ამ პერიოდის დასასრულს, როცა ცილინდრში მოგროვდება წინასწარი დაენჯვის პროდუქტების საკმარისი რაოდენობა, იწყება საწვავის წვა. ამის შემდეგ მიმდინარეობს საწვავის თვალსაჩინო წვა (მეორე პერიოდი).

თვალსაჩინო წვის პერიოდი იწყება (2) წერტილიდან და მთავრდება (3) წერტილში. ის ხასიათდება წნევის მკვეთრო ზრდით და უახლოვდება მუდმივი მოცულობის დროს თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს.

ამ პერიოდის განმავლობაში წნევის ზრდის სიჩქარე დამოკიდებულია თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდეზე. რაც უფრო დიდია ეს პერიოდი, მით უფრო მეტი საწვავი გროვდება ცილინდრში წვის დაწყების მომენტისათვის და. მაშასადამე, მით უფრო მეტი საწვავი დაიწვება მეორე პერიოდის დასაწყისში.

აქედან ცხადია, რომ, რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი, მით უფრო მკვეთრია წნევის ზრდა. მაგრამ წნევის გადამეტებულად მკვეთრი ზრდა მეტად არასასურველია, რადგანაც იგი იწვევს ძრავას ხისტ მუშაობას და ძლიერ დარტყმებს დგუშის ზელაპირზე. მუშაობის სიხისტე და დარტყმები განაპირობებს ძრავას

ძირითადი ნაწილების დინამიკურ გადატვირთვას და აქედან მათ და ჩქარებულ ცვეთას.

პერიოდს (3) და (4) წერტილებს შორის (მესამე პერიოდი) შენელებული წვის პერიოდი ეწოდება. ის ხასიათდება წნევის შენელებული ზრდით და მუდმივი წნევის დროს თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს უახლოვდება.

მაღალი ტემპერატურისა და წნევის გამო ამ პერიოდის განმავლობაში შეფრქვეული საწვავი შემზადებისათვის არ მოითხოვს დიდ დროს და იწვის თითქმის შეფრქვევისთანავე.

წნევის შენელებული ზრდა დაკავშირებულია იმასთან, რომ ამ პერიოდის დროს დგუშის სიჩქარე უკვე საკმარის დიდია და, მაშასადამე, წვის პროცესი მიმდინარეობს მოცულობის მნიშვნელოვანი ზრდის პირობებში.

(4) წერტილში აირის წნევა უდიდეს მნიშვნელობას აღწევს. რის შემდეგ იწყება აირების გაფართოება და წნევა მკვეთრად ეცემა.

აღსანიშნავია, რომ (4) წერტილში წევა არაა დამთავრებული და ცილინდრში ადრე შეფრქვეული საწვავის დაუწვავი ნაწილი განაგრძობს წვას გაფართოების ხაზზე.

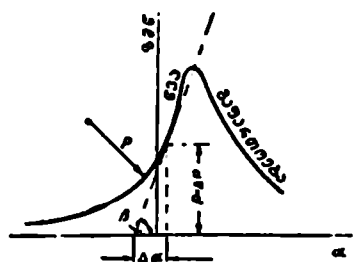
თუ შევაჩამებთ ამ მსჯელობას, დავრწმუნდებით, რომ დიზელის ძრავას მუშაობაზე დიდ გავლენას ახდენს თვითაალების შეფერხების პერიოდი (საინდუქციო პერიოდი). რაც უფრო მცირეა ეს პერიოდი, მით უფრო რბილად მუშაობს ძრავა და ნაკლებია მისი ნაწილების დინამიკური დატვირთვა.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორზე, რომლებიც ქვემოთ იქნება განხილული.

ერთიმეორისაგან უნდა გავარჩიოთ წვის სიჩქარე და ალის გავრცელების სიჩქარე.

წვის სიჩქარე იზომება წამობით და გამოსახავს იმ დროს, რომელიც შეესაბამება მუხლა ლილვის შემობრუნებას წვის დაწყების მომენტიდან მაქსიმალური წნევის მიღწევების მომენტამდე.

წვის სიჩქარისაგან განსხვავებით ალის გავრცელების სიჩქარე გამოსახავს წვის კამერაში ალის გავრცელების (გადაადგილების) სიჩქარეს.



ნახ. 40. ძრავა მუშაობს სიბიტის კონსტრუქციის დროს.

იზომება მეტრობით წამში და გავრცელების (გადაადგილების) სიჩქარეს.

წვის სიჩქარე შეიძლება ადვილად გამოირკვეს ინდიკატორული დიაგრამიდან, ხოლო ალის გავრცელების სიჩქარის გამოსარკვევად საკიროა სპეციალური ხელსაწყოების გამოყენება.

განსაზღვრულ პირობებში ძრავა შეიძლება ხისტად მუშაობდეს, ამ დროს მასში ისმის ხმაური (დარტყმები), ადგილი აქვს ვიბრაციას, რაც ნაწილების გადატვირთვისა და ინტენსიურ ცვეთას იწვევს. ძრავას ხისტი მუშაობა აირის წნევის მკვეთრი ზრდის შედეგია, რაც დარტყმის ხასიათს ღებულობს.

ძრავას მუშაობა მით უფრო ნაკლები სიხისტით ხასიათდება, რაც უფრო მდოვრედ გადადის კუმშვის ხაზი თვალსაჩინო წვის ხაზში, ე. ი. ძრავას მუშაობის სიხისტე დამოკიდებულია რადიუსზე ρ (ნახ. 40). რაც უფრო მცირეა ამ რადიუსის სიდიდე, მით უფრო ხისტად იმუშავენს ძრავა.

ძრავას სიხისტის მაჩვენებლად იღებენ წნევის ნაზარდს მუხლალილის 1° -ით შემობრუნების დროს. იგივეს მივიღებთ, თუ სიხისტის მაჩვენებლად მივიღებთ ϕ კუთხის ტანგენსს (ნახ. 40).

ამ შემთხვევაში, სიხისტე გამოისახება $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ ფარდობით და ექნება განზომილება $\frac{\text{მგ}}{\text{გმ}^2}$.

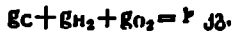
ითვლება, რომ ძრავას რბილი (ნორმალური) მუშაობის უზრუნველსაყოფად საკიროა $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ არ აღემატებოდეს $0,26 \frac{\text{მგ}}{\text{გმ}^2}$ სიდიდეს.

საწვავი და მისი თბოუნარიანობა

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოიყენება თხევადი საწვავი, აირივანი საწვავი და მაგარი საწვავისაგან მიღებული გენერატორული აირი.

საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის გამოსადეგი თხევადი საწვავი ძირითადად შეიცავს ნახშირბადს (C), წყალბადს (H₂) და ზოგიერთ შემთხვევაში მცირე რაოდენობით ენგბადს (O₂), რომლებიც იძლევიან კომპლურ შენაერთებს C_mH_n და C_mH_nO_r. აღსანიშნავია. რომ საწვავი წარმოადგენს აღნიშნული სახის რამდენიმე ნახშირწყალბადოვანი შენაერთების ნარევეს.

საწვავის ქიმიური ანალიზის საფუძველზე ადგენენ ნახშირბადის, წყალბადისა და ენგბადის რაოდენობას 1 კგ საწვავში. ამის მიხედვით გვექნება



სადაც xC , yH_2 და zO_2 არის ნახშირბადის, წყალბადისა და ჟანგბადის რაოდენობა 1 კვ საწვავში.

აიროვანი საწვავები ძირითადად წარმოადგენს ისეთი საწვავი აირების ნარევს. როგორცაა: ნახშირჟანგი (CO), წყალბადი (H_2) და C_mH_n სახის ნახშირწყალბადოვანი შენაერთები. მაგარი საწვავისაგან მიღებული გენერატორული აირი. გარდა აღნიშნულისა, შეიცავს წვისათვის გამოუსადეგარ მინარევეებს: ნახშირორჟანგსა (CO_2) და აზოტს (N_2). აიროვანი საწვავის შედგენილობა, ჩვეულებრივ, მოცემულია მოცულობით ერთეულებში.

საწვავის წვას თან სდევს სითბოს გამოყოფა.

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გამოიყოფა ერთეული მასის ან ერთეული მოცულობის საწვავის წვის დროს, ეწოდება საწვავის თბოუნარიანობა. იმის მიხედვით. თუ რა ერთეულებშია აღებული საწვავი (კვ, მ³ ან მოლი), არჩევენ: 1 კვ. 1 მ³ ან ერთი მოლი საწვავის თბოუნარიანობას.

ჩვეულებრივად თხევადი საწვავის თბოუნარიანობას უფარდებენ 1 კვ-ს, ხოლო აიროვანი საწვავის თბოუნარიანობას — 1 მ³-ს 0° და 760 მმ ვერცხლის წყლის სვეტის ჰიკობებში.

ერთიმეორისაგან ასხვავებენ საწვავის უმაღლეს H_i და უდაბლეს H_{ii} თბოუნარიანობას.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობა ეწოდება დიდ კალორიებში გამოსახულ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გამოიყოფა კალორიმეტრში ერთეული რაოდენობის საწვავის სრული წვის დროს, იმ პირობით. თუ საწვავის წვის პროდუქტები გაცივდება კალორიმეტრში საწყის 15°C-მდე.

უდაბლესი. ანუ მუშა თბოუნარიანობა ეწოდება უმაღლესი თბოუნარიანობისა და იმ სითბოს სხვაობას, რომელიც წყლის აორთქლებასზე იხარკება. აორთქლებული წყლის რაოდენობაში შედის: საწვავის წყალბადის დაჟანგვით მიღებული წყალი, საწვავში უშუალოდ შერეული წყალი და ჰაერის ტენი.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობის გამოყენება შეიძლება მხოლოდ მაშინ. როდესაც ხერხდება წვის პროდუქტებში მყოფი წყლის ორთქლის კონდენსაცია და. მაშასადამე. აორთქლებასზე დახარჯული სითბოს უკან დაბრუნება.

შიგაწვის ძრავების გაანგარიშების დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ საწვავის მხოლოდ უდაბლესი თბოუნარიანობა, რადგანაც ცილინდრიდან გამოსული ნამუშევარი აირის ტემპერატურა წყლის

ორთქლის კონდენსაციის ტემპერატურაზე ბევრად მეტია ლ. ამიტომ წარმოუდგენელია წყლის აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს უკან დაბრუნება ძრავას ცილინდრის შიგნით.

საწვევის თბოუნარიანობას, ჩვეულებრივ, ექსპერიმენტულად არკვევენ. თუ ცნობილია საწვევის ელემენტური შედგენილობა, მაშინ უდაბლესი თბოუნარიანობა მიახლოებით შეიძლება გამოვიანგარიშოთ მენდელეევის ცნობილი ფორმულით

$$H_u = 8100g_C + 30000g_{H_2} - 2600g_{O_2} - 600(g_{H_2O} + 9g_{H_2}) \text{ კკალ/კგ}$$

ან

$$H_u = 33900g_C + 125700g_{H_2} - 10900g_{O_2} - 2500(g_{H_2O} + 9g_{H_2}) \text{ კჯ/კგ.}$$

სადაც g_C , g_{H_2} , g_{O_2} , g_{H_2O} 1 კგ საწვეაში ნახშირბადის; წყალბადის, ეანგბადისა და წყლის მასური რაოდენობაა.

საწვევის თბოუნარიანობის მიახლოებითი გამოთვლისათვის შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ ფორმულები:

როცა $\alpha \geq 1$, მაშინ

$$H_u = 85900 L_o \text{ კჯ/კგ;}$$

როცა $\alpha \leq 1$, მაშინ

$$H_u = (119800 - 33900) L_o \text{ კჯ/კგ.}$$

სადაც α არის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი:

L_o მოლ/კგ—1 კგ საწვევის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერი თეორიული რაოდენობა.

ძრავას მუშა პროცესის შესასწავლად არსებითი მნიშვნელობა აქვს გამოყენებული საწვევისაგან შემზადებული საწვევი ნარევის თბოუნარიანობას.

საწვევი ნარევი შედგება საწვევისა და ჰაერისაგან.

ნარევის თბოუნარიანობა განისაზღვრება შემდეგი ტოლობებით:

1. კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha \geq 1$,

$$H_{c,a} = \frac{H_u}{\alpha L_o + \frac{1}{m_b}};$$

2. კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha \leq 1$,

$$H_{c,a} = \frac{H_u \cdot \Delta H_u}{\alpha L_o + \frac{1}{m_b}};$$

$$H_{\text{სა}} = \frac{H_u}{\alpha L_n}$$

კარბურატორიანი ძრავასათვის, როცა $\alpha < 1$, საწვავის თბოუნარიანობა გამოხატულია $H_u - \Delta H_u$ სიდიდით. აქ ΔH_u წარმოადგენს 1 კგ საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგს არასრული წვის გამო (რადგანაც $\alpha < 1$). თვითაალებადი ძრავასათვის ასეთი შემთხვევა არაა განხილული, რადგანაც თვითაალებად ძრავებში მუდამ $\alpha > 1$.

უდაბლესი თბოუნარიანობის სიდიდე დაახლოებით შეიძლება მივიღოთ:

ბენზინისათვის — 43600 კჯ/კგ (10400 კკალ/კგ);

ღიზელის საწვავისათვის — 42700 კჯ/კგ (10200 კკალ/კგ).

წვის რეაქციები და წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა

შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში შედის განსაზღვრული რაოდენობის საწვავი და ამ საწვავის წვისათვის საჭირო ჟანგბადი (ატმოსფერულ ჰაერთან ერთად).

ცილინდრში მოხვედრილი ჟანგბადის რაოდენობაზე დამოკიდებულებით წვა შეიძლება იყოს სრული ან არასრული. სრული წვის შემთხვევაში წვის შედეგად მიიღება ნახშირორჟანგი CO_2 და წყლის ორთქლი H_2O ; არასრული წვის დროს, ჟანგბადის უკმარობის გამო, ნახშირბადის ნაწილი დაიწვება CO_2 -ად, ნაწილი კი CO -დ.

საწვავის წვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი რეაქციების სახით:

ნახშირბადისათვის



და



წყალბადისათვის



ნახშირჟანგისათვის



თუ მხედველობაში მივიღებთ საწვავის შემადგენელი ელემენტე-

ბის ატომურ მასებს, ზემომოყვანილი რეაქციების საფუძველზე ადვილად განესაზღვრათ წვისათვის საჭირო ჟანგბადის რაოდენობას. მაგალითად, თუ გავიხსენებთ, რომ ნახშირბადის ატომური მასაა 12, ჟანგბადისა კი 16, პირველი რეაქციის საფუძველზე გვექნება:



რაც ნიშნავს, რომ 12 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საჭიროა 32 კგ ჟანგბადი და წვის შედეგად მივიღებთ 44 კგ ნახშირორჟანგს ან 1 კგ ნახშირბადის დასაწვავად საჭირო იქნება $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ კგ ჟანგბადი და

წვის შედეგად მივიღებთ $\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$ კგ ნახშირორჟანგს.

ასეთი წესით დამუშავებული რეაქციები მოყვანილია 1-ელ ცხრილში.

წვის რეაქციები

ცხრილი 1

1. ნახშირბადის სრული წვა ($\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$)

ნახშირბადის რაოდენობა, კგ	ჯანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული CO_2	
	კგ-ობით	მოლობით	კგ-ობით	მოლობით
12	32	1	44	1
1 .	$\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$	$\frac{1}{12}$
8C .	$\frac{8}{3}$ 8C	$\frac{8}{12}$ C	$\frac{11}{3}$ 8C	$\frac{8}{12}$ C

2. წყალბადის წვა ($2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$)

წყალბადის რაოდენობა, კგ	ჯანგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული H_2O	
	კგ-ობით	მოლობით	კგ-ობით	მოლობით
4	32	1	36	2
1	$\frac{32}{4} = 8$	$\frac{1}{4}$	$\frac{36}{4} = 9$	$\frac{1}{2}$
8H ₂ .	8H ₂	$\frac{8}{4}$ H ₂	9H ₂	$\frac{8}{2}$ H ₂

მ. ნახშირბადის არასრული წვა ($2C + O_2 = 2CO$)

ნახშირბადის რაოდენობა, კგ	ქანგბადის საკირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული CO	
	კგ-ობით	მოლობით	კგ-ობით	მოლობით
24	32	1	56	2
1	$\frac{32}{24} = \frac{4}{3}$	$\frac{1}{24}$	$\frac{56}{24} = \frac{7}{3}$	$\frac{1}{12}$
y	$\frac{4}{3} y$	$\frac{y}{24}$	$\frac{7}{3} y$	$\frac{y}{12}$

საინტერესოა ის გარემოება, რომ ნახშირბადის არასრული წვით, განახევრებული რაოდენობის ქანგბადის ხარჯვის დროს, მიიღება წვის პროდუქტების ისეთივე რაოდენობა, რამდენსაც მივიღებთ იმავე ნახშირბადის სრული წვის შედეგად. ასე, მაგალითად, 1 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საკიროა $\frac{1}{12}$ მოლი ქანგბადი და წვის

შედეგად მიიღება $\frac{1}{12}$ მოლი წვის პროდუქტები; იმავე რაოდენო-

ბის ნახშირბადის არასრული წვისათვის საკიროა $\frac{1}{24}$ მოლი ქანგ-

ბადი და წვის შედეგად მიიღება იმავე რაოდენობის წვის პროდუქტები. ეს გარემოება ხელს უწყობს იმას, რომ შიგაწვის ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრის განვითარება შეუძლია პერის ნაწილობრივი უკმარობის დროს. ცხადია, რომ ასეთი გზით სიმძლავრის ზრდას თანსდევს საწვავის ხარჯის გადიდება.

საკიროა აღინიშნოს, რომ სიმძლავრის გადიდება ქანგბადის შემცირების ხარჯზე შეიძლება ელექტროანთების მქონე ძრავაში; თვითაალებად ძრავაში ასეთი ღონისძიება ჭერაქერობით არ შეიძლება გამოვიყენოთ, რადგანაც ქანგბადის დანაკლისი ასეთი ძრავას მუშაობას ძლიერ აუარესებს (ან შეუძლებელს ხდის).

თუ გვეცოდინება, რომ 1 კგ საწვავი შეიცავს 6C კგ ნახშირბადს, 8H კგ წყალბადს და 8O₂ კგ ქანგბადს, მაშინ მოყვანილი ცხრილის მონაცემების საფუძველზე ადვილად შეიძლება გამოვიანგარიშოთ 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საკირო ქანგბადის რაოდენობა. ქანგბადის აღნიშნული რაოდენობა გამოისახება:

მასის ერთეულებში

$$O' = \frac{8}{3} \text{ } \xi\text{C} + 8\xi\text{H}_2 - \xi\text{O}_2 \frac{\text{კგ ქანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}} ; \quad (27)$$

მოცულობითს ერთეულებში

$$O'_1 = \frac{\xi\text{C}}{12} + \frac{\xi\text{H}_2}{4} - \frac{\xi\text{O}_2}{32} \frac{\text{მოლი ქანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}} . \quad (28)$$

განგარიშებისათვის შეიძლება მივიღოთ, რომ შშრალი ატმოსფერული ჰაერი შეიცავს: წონით — 23% ქანგბადსა და 77% აზოტს ან მოცულობით 21% ქანგბადსა და 79% აზოტს. ასეთ შემთხვევაში, 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელი რაოდენობა იქნება:

მასის ერთეულებში

$$l_0 = \frac{O'}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \xi\text{C} + 8\xi\text{H}_2 - \xi\text{O}_2 \right) \frac{\text{კგ ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} ; \quad (29)$$

მოცულობითს ერთეულებში:

$$L_0 = \frac{O'_1}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{\xi\text{C}}{12} + \frac{\xi\text{H}_2}{4} - \frac{\xi\text{O}_2}{32} \right) \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} . \quad (30)$$

თუ გავიხსენებთ, რომ ჰაერის მოლეკულური მასა უდრის 28.96, შეიძლება დავწეროთ

$$L_0' = \frac{l_0}{28,96} \approx \frac{l_0}{29} \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}} . \quad (31)$$

ძრავას დანიშნულებისა და ტიპის მიხედვით წვა შეიძლება მიმდინარეობდეს ჰაერის უკმარობით ან სიკარბით. ამის მიხედვით თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავასათვის ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება (გამოსახული მოლებში)

αL_0 ,

სადაც α არის ჰაერის სიკარბის კოეფიციენტი და წარმოადგენს ჰაერის ნამდვილი რაოდენობის შეფარდებას წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელ რაოდენობასთან.

ძრავას მუშაობის დროს ცილინდრში შედის ჰაერი და საწვავი, რის გამოც 1 კგ თხევადი საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტი

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_s}$$

სადაც m_s არის საწვავის მოლეკულური მასა.

ხშირად, გამოთვლების გამარტივების მიზნით, $\frac{1}{m_s}$ სიდიდეს მისი სიმციარის გამო მხედველობაში არ იღებენ და უშვებენ, რომ

$$M_0 = \alpha L_0.$$

ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის სიდიდე მეტად დიდ გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე და ამის შედეგად ძრავას სიმძლავრესა და ეკონომიურობაზეც.

თანამედროვე კარბურატორიან ძრავებში ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტი $\alpha = 0,85 \div 1,05$, ხოლო დიზელებში $\alpha = 1,2 \div 1,7$.

კარბურატორიან ძრავებში α -ს დაბალი მნიშვნელობის დროს მიიღწევა ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე, მაღალი მნიშვნელობის დროს კი მაქსიმალური ეკონომიურობა.

ჩვეულებრივ, საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავასათვის ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის სიდიდეს ლებულობენ დაბალ ზღვართან ახლოს. სატრაქტორო ძრავებში მეტი მნიშვნელობა ეძლევა ეკონომიურობის გადიდებას, რის გამოც ასეთი ძრავების ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტი მაღალ ზღვარს უახლოვდება.

თვითაალებად ძრავებში α -ს სიდიდე განისაზღვრება საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის ხარისხით. რაც უფრო უკეთესად წარმოებს საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, მით უფრო ნაკლები შეიძლება იყოს ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტი.

საკიროა აღვნიშნოთ, რომ α -ს მაღალი მნიშვნელობის დროს ცილინდრში შედის ჰაერის კარბი რაოდენობა, რომელიც გაცხელების შემდეგ ისევ გამოიდევნება ატმოსფეროში. ეს გარემოება, რასაკვირველია, ზრდის დანაკარგებს. გარდა ამისა, α -ს ზრდა ადიდებს ძრავას ცილინდრის ზომებსა და ძრავას წონას.

ცილინდრში შესული ახალი მუხტი შეერევა წინა ციკლის შემდეგ ცილინდრში ჩარჩენილ ნამუშევარ აირს. აირის რაოდენობა წვის დასაწყისში (ზედა მკვდარ წერტილში) იქნება

$$M_c = M_0 + M_r \tag{32}$$

სადაც M_r არის ნარჩენი აირის რაოდენობა.

თუ გავიხსენებთ, რომ $M_r = \gamma M_0$, მივიღებთ

$$M_r = M_0 (1 + \gamma). \quad (33)$$

სადაც γ არის ხარჩენი აირის კოეფიციენტი.

წყის პროდუქტების შედგენილობა

წყის პროდუქტების შედგენილობა დამოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

როდესაც ეანგბადის რაოდენობა საქმაოისია საწყვეის სრული წვისათვის, ე. ი., როდესაც $\alpha \geq 1$, წვის პროდუქტებში მიიღება ნახშირორჟანგი CO_2 , წყლის ორთქლი H_2O , აზოტი N_2 და ქარბი ეანგბადი O_2 .

1 კგ საწყვეის წვის პროდუქტების, რაოდენობის გამოსათვლელად შეიძლება დავეწროთ ტოლობები:

მასის ერთეულებში

$$G_{\text{აკ}} = G_{CO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2} + G_{O_2} \text{ კგ}; \quad (34)$$

მოცულობითს ერთეულებში (მოლებში)

$$M_{\text{აკ}} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \text{ მოლი}, \quad (35)$$

სადაც G_{CO_2} , G_{H_2O} , G_{N_2} და G_{O_2} ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტისა და ეანგბადის რაოდენობაა, კგ;

M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{N_2} და M_{O_2} ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტისა და ეანგბადის რაოდენობაა, მოცულობით.

ზემოგანხილული რეაქციების საფუძველზე (ცხრ. 1) მივიღებთ

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3} g_c \text{ კგ/კგ}; \quad M_{CO_2} = \frac{g_c}{12} \text{ მოლი/კგ.}$$

$$G_{H_2O} = 9g_{H_2} \text{ კგ/კგ}; \quad M_{H_2O} = \frac{9g_{H_2}}{2} \text{ მოლი/კგ.}$$

$$G_{N_2} = 0,77 \text{ ალ}_0 \text{ კგ/კგ}; \quad M_{N_2} = 0,79 \text{ ალ}_0 \text{ მოლი/კგ.}$$

$$G_{O_2} = 0,23 l_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}; \quad M_{O_2} = 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ.}$$

მიღებულ გამოსახულებათა შეტანა (34) და (35) ტოლობებში კვადრებს

$$G_{\text{აკ}} = \frac{11}{3} g_c + 9g_{H_2} + 0,77 \text{ ალ}_0 + 0,23 l_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}. \quad (36)$$

$$M_{\text{აკ}} = \frac{g_c}{12} + \frac{9g_{H_2}}{2} + 0,79 \text{ ალ}_0 + 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ}. \quad (37)$$

უქანასკნელი ტოლობა ასე შეიძლება გამოვსახოთ.

$$M_{\Delta} = \frac{gC}{12} + \frac{gH_2}{2} + 0,79\alpha L_0 + 0,21\alpha L_0 - 0,21L_0 = \frac{gC}{12} + \frac{gH_2}{2} + \alpha L_0 - 0,21L_0 \text{ მოლი/კგ.}$$

თუ მიღებული ტოლობის უქანასკნელ წევრში L_0 -ის მაგიერ შევიტანთ მის გამოსახულებას (30) ტოლობის მიხედვით, საბოლოოდ მივიღებთ

$$M_{\Delta} = \alpha L_0 + \frac{gH_2}{4} + \frac{gO_2}{32} \text{ მოლი/კგ.} \quad (38)$$

როდესაც წვა ხდება ენგბადის უქმარობით, ე. ი. $\alpha < 1$. მაშინ ჰოველ რიგში იწვის წყალბადი; ენგბადის უქმარობის გამო ნახშირბადის ნაწილი იწვის CO_2 -ად, ნაწილი კი CO -დ. ენგბადის მნიშვნელოვანი უქმარობის დროს შეიძლება ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა დაიწვას CO -დ. α -ს სიდიდეს, რომლის დროს ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა იწვის მხოლოდ CO -დ, პერის სიჭარბის კოეფიციენტის კრიტიკულ მნიშვნელობას (α_c) უწოდებენ.

ასეთ შემთხვევაში წვის პროდუქტების შედგენილობის საანგარიშოდ წინასწარ უნდა გამოვარკვიოთ, α -ს მოცემული მნიშვნელობის დროს ნახშირბადის რა რაოდენობა დაიწვება CO_2 -ად და რა რაოდენობა CO -დ.

აღვნიშნოთ ნახშირბადის ის ნაწილი, რომელიც იწვის CO_2 -ით; x ასოთი. ხოლო ის ნაწილი, რომელიც იწვის CO -ით, y ასოთი, მაშინ გვექნება

$$x + y = gC \quad (39)$$

ამ შემთხვევაში, 1 კგ საწვავის დასაწვავად საჭირო ენგბადის რაოდენობა გამოვსახება

$$O' = \frac{8}{3}x + \frac{4}{3}y + gH_2 \quad gO_2 \text{ კგ ენგბადი/კგ საწვავზე} \quad (40)$$

შეორე მხრივ, ენგბადის იგივე რაოდენობა უდრი

$$O' = 0,23\alpha g_0 \quad (41)$$

ამ განტოლებების მარჯვენა ახალეების გატოლებით მივიღებთ:

$$x = \frac{4}{3} y + g_{H_2} - g_{O_2} - 0,23 a_i$$

სადა a_i — აირების ჩასხა მოცულობა

$$\frac{5}{3} g_c - \frac{b}{3} y + \frac{4}{3} y + 8g_{H_2} - g_{O_2} - 0,23 a_i$$

მაგონად

$$\frac{8}{3} g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} - 0,23 a_i$$

რის გამოც

$$0,23 a_i - \frac{4}{3} y = 0,23 a_i$$

საიდანაც

$$y = \frac{3}{4} 0,23 a_i (1 - \alpha) \approx 0,173 a_i (1 - \alpha) \quad (43)$$

$$x = g_c - y = g_c - 0,173 a_i (1 - \alpha) \quad (44)$$

აღებულ განტოლებებში ჰაერის ხაოჯრ გამოსახულია კვადრატით. თუ ჰაერის ხაოჯრ გამოვსახავთ მოლობით და გავიხსენებთ, რომ $i_r = 20 L_0$ კვიტით.

$$y = 5,04 L_0 (1 - \alpha) \quad (44)$$

$$x = g_c - 5,04 L_0 (1 - \alpha) \quad (45)$$

წვის რეაქციების საფუძველზე წვის პროდუქტების ჩაოდენობის გამოსათაღელელ შიოდლობა დაიწიროს გამოსახულებებში

$$M_{CO_2} = \frac{x}{12} = \frac{g_c}{12} - 0,42 L_0 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კვ}$$

$$M_{CO} = \frac{y}{12} = 0,42 L_0 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კვ}$$

$$M_{H_2O} = \frac{8y}{18} \text{ მოლი/კვ}$$

$$M_{H_2} = 0,74 a_i \text{ მოლი/კვ}$$

წვის პროდუქტების მთლიანი რაოდენობა იქნება (იმ შემთხვევაში, როცა $\alpha < 1$)

$$\begin{aligned}
 M_{\Sigma} = & M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{g_C}{12} - 0,42 L_0 (1 - \alpha) + \\
 & + 0,42 L_0 (1 - \alpha) + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{g_C}{12} + \\
 & + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ.}
 \end{aligned} \tag{46}$$

ჰერის სიკარბის კოეფიციენტის კრიტიკული მნიშვნელობის მისაღებად (45) ტოლობაში შევიტანოთ $x = 0$, რაც მოგვცემს

$$g_C = 5,04 L_0 (1 - \alpha_{კ}),$$

საიდანაც

$$\alpha_{კ} = 1 - \frac{g_C}{5,04 L_0}.$$

თხევადი საწვავისათვის $\alpha_{კ} = 0,60 \div 0,67$.

თუ მომუშავე კარბურატორიან ძრავაში α -ს სიდიდეს კრიტიკულზე ქვემოთ შევამცირებთ, მაშინ ნახშირბადის ნაწილი სრულიად დაუწვავი დარჩება და საბოლოო მილიდან გამოვა ქვარტლის სახით. ამ დროს ძრავა იწყებს არამდგრად მუშაობას და მნიშვნელოვნად მცირდება ძრავის სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

აღსანიშნავია, რომ დიზელის ძრავაში ასეთი მოვლენით $\alpha_{კ}$ -ზე უფრო ადრე იწყება.

წვის განმავლობაში აირის შედგენილობის ცვალებადობის გამო იცვლება აირის მოლთა რიცხვი და, მაშასადამე, აირის მოცულობა. ეს ნიშნავს, რომ აირის მოლთა რიცხვი წვამდე და წვის შემდეგ საერთოდ არ იქნება ერთმანეთის ტოლი (თუმცა კერძო შემთხვევაში შეიძლება მივიღოთ მათი ტოლობა).

წვის განმავლობაში მოლთა რიცხვის ცვალებადობა ხასიათდება ეგრეთ წოდებული მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტით. ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში შეიწოვება ახალი მუხტი (M_0), რომლის წვის შედეგად ვლუბულობთ წვის პროდუქტების განსაზღვრულ რაოდენობას (M_{Σ}). წვის ახალი პროდუქტების რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან უწოდებენ ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტს (μ_0). ამრიგად,

$$\mu_0 = \frac{M_{\alpha}}{M_0} \quad (47)$$

მაგრამ წვის დასაწყისში ცილინდრში ახალ მუხტთან ერთად იმყოფება ნარჩენი აირი, რომელიც წვის განმავლობაში უცვლელი რჩება. აირის მოლთა რიცხვის ცვალებადობაზე სრული წარმოდგენისათვის საჭიროა მხედველობაში მივიღოთ ნარჩენი აირები (მიუხედავად იმისა, რომ მათი მოლეკულური ცვალებადობა არ ხდება) და ავიღოთ წვის დასასრულს აირის მთლიანი რაოდენობის (M_z) შეფარდება წვის დასაწყისში აირის რაოდენობასთან (M_0). ასეთ შეფარდებას ნამდვილი მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი (μ_m) ეწოდება.

მაშასადამე. შეიძლება დავწეროთ

$$\mu_m = \frac{M_z}{M_c} \quad (48)$$

ვინაიდან

$$M_z = M_{\alpha} + M_r \text{ და } M_c = M_0 + M_r,$$

გვექნება

$$\mu_m = \frac{M_{\alpha} + M_r}{M_0 + M_r} \quad (49)$$

თუ ნიღბული ტოლობის პრინციპებსა და მნიშვნელს გაეყოფთ M_0 -ზე და გავიხსენებთ. რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი $\gamma = \frac{M_r}{M_0}$ მივიღებთ მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის ახალ გამოსახულებას

$$\mu_m = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} \quad (50)$$

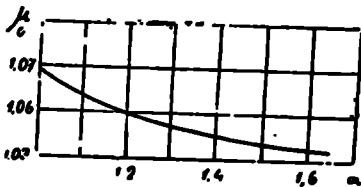
საცდელი გაანგარიშებები ადასტურებს. რომ თხევადი საწვავისათვის α -ს ყოველგვარი მნიშვნელობის დროს $\mu_0 > 1$.

აიროვანი საწვავების უმრავლესობა და გენერატორული აირი, როცა $\alpha > 1$. იძლევა $\mu_0 < 1$; მეთანი ასეთი შემთხვევისათვის გვაძლევს $\mu_0 = 1$.

41-ე ნახაზზე ნაჩვენებია დიზელის საწვავისათვის ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტზე.

დიაგრამიდან ჩანს, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდა ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

ცხადია, რომ, რაც უფრო მეტია μ_0 , მით უფრო მეტი იქნება ძრავას სიმძლავრე, რაც იმით აიხსნება, რომ μ_0 -ის ზრდა იწვევს აირის კუთრი მოცულობის და, მაშასადამე, წნევის ზრდას წვის დასასრულს.



ნახ. 41. μ_0 -ის ცვალებადობა დიზელის საწვავისათვის.

აირის ხაშუალო მოლური სითბოტევადობა

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა ერთეული რაოდენობის ნივთიერების გასაცხელებლად ერთი გრადუსით, ნივთიერების სითბოტევადობა ეწოდება.

ერთმანეთისაგან არჩევენ ქემშირიტ და საშუალო სითბოტევადობებს; ჩვენ განვიხილავთ მხოლოდ საშუალო სითბოტევადობას.

სითბოტევადობა შეიძლება შევუფარდოთ ნივთიერების სხვადასხვა რაოდენობას, მაგალითად, ერთ კილოგრამს, ერთ მოლს ან ერთ კუბურ მეტრს.

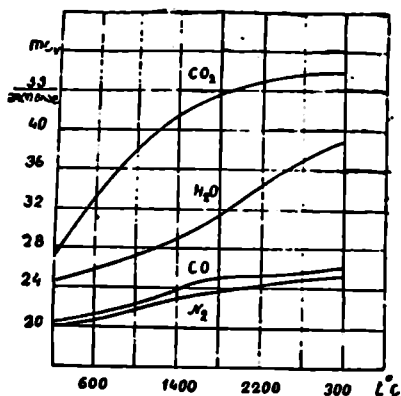
ძრავას სითბური გაანგარიშებისათვის ხელსაყრელია გამოვიყენოთ ერთ მოლ აირთან შეფარდებულ ე. წ. მოლური სითბოტევადობა.

ძრავას თბური გაანგარიშების დროს საჭიროა ვიცოდეთ როგორც მუდმივი მოცულობის (μ_c), ისე მუდმივი წნევის (μ_p) პირობებში სითბოტევადობათა მნიშვნელობები.

-ჩვეულებრივ, საცნობარო მონაცემებში მოჰყავთ ამა თუ იმ აირის სითბოტევადობის სიდიდე მუდმივი მოცულობის დროს, ხოლო საჭიროების შემთხვევაში, ანგარიშობენ მუდმივი წნევის დროს სითბოტევადობის სიდიდეს ცნობილი დამოკიდებულებიდან.

$$\mu_p = \mu_c + 8,314 \frac{p}{p_0} \quad (51)$$

სითბოტევადობის სიდიდეს არკვევენ ექსპერიმენტული წესით. ყველაზე ზუსტად უნდა ჩაითვალოს სპექტროსკოპული მონაცემებით გამოთვლილი სითბოტევადობები.



ნახ. 42. ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური სითბოტევადობის დამოკიდებულება ტემპერატურაზე.

42-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკი გამოსახავს მუდმივი მოცულობის დროს ზოგიერთი აირის საშუალო მოლური სითბოტევადობის ცვალებადობას ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით. გრაფიკი აგებულია გაზომვით მიღებული მონაცემების საფუძველზე.

პრაქტიკული გამოთვლების დროს გრაფიკით ან ცხრილით სარგებლობა რთულია. ამიტომ ხელსაყრელია მონაცემების შესაბამისად ემპირიული ფორმულების შედგენა.

საკითხის გამარტივების მიზნით ხელსაყრელია ტემპერატურისაგან დამოკიდებულებით სითბოტევადობის ცვალებადობის მრუდი დავყოთ ცალკეულ უბნებად ისე, რომ მოცემულ უბანზე შესაძლებელი გახდეს, საკმარისი სიზუსტით, სწორხაზობრივი დამოკიდებულების მიღება. ეს გარემოება ძალიან ამარტივებს ძრავას თბურ გაანგარიშებას.

ძრავას გაანგარიშებისათვის სავესებით საკმარისია ტემპერატურის ცვალებადობის ინტერვალი 0-დან 3000°C-მდე. ჩვეულებრივ, ამ ინტერვალს ორად ყოფენ: 0°-დან 1500°C-მდე და 1500°-დან 3000°C-მდე და ამ დანაყოფებზე ლებულობენ სწორხაზობრივი დამოკიდებულების პირობას.

მიღებული პირობის საფუძველზე ზოგადად შეიძლება დავწეროთ

$$\mu_{c_p} = a + bt. \quad (52)$$

a და b კოეფიციენტების მნიშვნელობები ამა თუ იმ აირისათვის მოცემულია შედგენილ ემპირიულ ფორმულაში.

ქვემოთ მოგვყავს ზოგიერთი აირის სითბოტევადობის გამოსა-

თელელი ფორმულები. მათი შემწეობით მიღებული შედეგების განზომილება იქნება $\frac{მ}{კგ \text{ მოლოგრად.}}$.

ტემპერატურებისათვის 0-დან 1500°C-მდე

ჯანგბადისათვის	$\mu_{\text{C}} = 21,130 + 0,003408 t$
აზოტისათვის	$\mu_{\text{C}} = 20,419 + 0,002486 t$
ჰერისათვის	$\mu_{\text{C}} = 20,484 + 0,002687 t$
წყლის ორთქლისათვის .	$\mu_{\text{C}} = 24,715 + 0,005604 t$
ნახშირორთქლისათვის	$\mu_{\text{C}} = 29,762 + 0,010749 t$

ტემპერატურებისათვის 1500°-დან 3000°C-მდე

ჯანგბადისათვის	$\mu_{\text{C}} = 23,656 + 0,001558 t$
აზოტისა და ჰერისათვის . .	$\mu_{\text{C}} = 23,374 + 0,001424 t$
წყლის ორთქლისათვის .	$\mu_{\text{C}} = 27,235 + 0,003909 t$
ნახშირორთქლისათვის	$\mu_{\text{C}} = 39,888 + 0,003184 t$

ამ ფორმულების სიზუსტე საშუალოდ შეადგენს $\pm 2\%$.

ტემპერატურის მიღებული ინტერვალისათვის დაშვებული იყო სწორხაზობრიობის პირობა $\mu_{\text{C}} = a \pm bt$ ან ტემპერატურის თერმოდინამიკური სკალის მიხედვით $\mu_{\text{C}} = a' + bT$. ამასთანავე, $a' = a - \Delta a$. სადაც $\Delta a = 2,273$ $b = 546$ b . ამ დამოკიდებულებიდან ვღებულობთ 1°C სკალისათვის გამოსახული სითბოტევადობის საანგარიშო ფორმულის თერმოდინამიკურ სკალაზე გადაანგარიშების წესს. ამისათვის საჭიროა პირველი a კოეფიციენტი შევამციროთ 546 b სიდიდით. ამის შესაბამისად, მაგალითად, ვღებულობთ

$$\begin{aligned} \text{ჰერისათვის } \mu_{\text{C}} &= 20,484 + 0,002687 t, \\ \mu_{\text{C}} &= 19,018 = 0,002687 T, \end{aligned}$$

$$[20,484 - (0,002687 \times 546) = 19,018].$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც მოცემული გვაქვს სხვადასხვა აირისაგან შემდგარი ნარევი, მაშინ საანგარიშო სითბოტევადობა გამოისახება ტოლობით $\mu_{\text{C}} = A + BT$, სადაც A და B ნარევიში შემავალ ცალ-ცალკე აირების თბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრებით მიიღება.

მაგალითად, თუ გვაქვს ნარევი

$$M = M' + M'' + M'''.$$

მაშინ ნარევის სითბოტევალობა

$$\mu c_p = \frac{\mu c'_p M' + \mu c''_p M'' + \mu c'''_p M'''}{M} = A + BT, \quad (53)$$

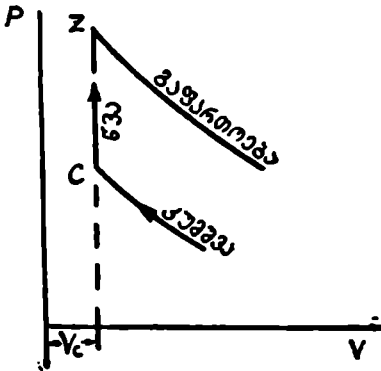
სადაც $\mu c'_p = a' + b'T$, M' აირის სითბოტევალობაა;

$\mu c''_p = a'' + b''T$, M'' აირის სითბოტევალობაა;

$\mu c'''_p = a''' + b'''T$, M''' აირის სითბოტევალობა.

წვის განტოლება სწრაფი წვის ციკლისათვის

წვის პროცესის განხილვის დროს საჭირო ხდება წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლა, რისთვისაც წინასწარ უნდა შევადგინოთ წვის განტოლება.



ნახ. 43. სწრაფი წვის ციკლის წვის პროცესის გამომსახველი დიაგრამა.

სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებში წვა იწყება ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე და მთავრდება ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ; ამიტომ წვის პროცესის განხორციელება მუდმივი მოცულობის დროს შეუძლებელია და ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე წვის პროცესის შესაბამისი ბაზი დახრილია.

გაანგარიშების გამარტივების მიზნით ამ გარემოებას მხედველობაში არ იღებენ და უშეგებენ, რომ თით-

ქოს ასეთ ძრავებში წვა იწყება და მთავრდება ზედა მკვდარ წერტილში. ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს (CZ ხაზი), ნაჩვენებია 43-ე ნახაზზე. პირობით მიღებულია, რომ წვა იწყება C წერტილში და მთავრდება Z წერტილში ($V = \text{const}$).

ვინაიდან წვის პროცესის განმავლობაში აირები მუშაობას არ ასრულებს, ამიტომ წვის განტოლების შესადგენად შეიძლება მივიღოთ, რომ სითბოს რაოდენობა (U_2), რომელსაც აირი შეიცავს წვის შემდეგ, უნდა უდრიდეს სითბოს იმ რაოდენობას (U_0), რომელიც აირს ჰქონდა წვის დასაწყისში, მიმატებული სითბო (U_H), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით CZ პროცესის განმავლობაში.

მაშასადამე. შეიძლება დაეწეროს

$$U_c + U_H = U_z. \quad (54)$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ თხევადი საწვავისათვის და გავიხსენებთ, რომ აირის რაოდენობა, ტემპერატურა და მუდმივი მოცულობის დროს სითბოტევადობა, ნამრავლის სახით, გვაძლევს სითბოს რაოდენობას, გვექნება

$$U_c = M_c T_c \mu_{cc} = (M_0 + M_r) T_c \mu_{cc}$$

და

$$U_z = M_z T_z \mu_{cz} = (M_{z1} + M_r) T_z \mu_{cz}.$$

პროცესის განმავლობაში საწვავის წვა რომ ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე ხდებოდეს, მაშინ წვის დროს გამოყოფილი სითბო (U_H) საწვავის თბოუნარიანობის (H_u) ტოლი იქნებოდა. მაგრამ პრაქტიკულად წვის განმავლობაში მუდამ ადგილი აქვს დანაკარგებს, რის გამოც ყოველთვის $U_H < H_u$. როცა $\alpha \geq 1$, შეიძლება მივიღოთ

$$U_H = \xi H_u.$$

სადაც ξ არის სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

მიღებული გამოსახულების შეტანა (54) ტოლობაში მოგვცემს:

$$(M_0 + M_r) T_c \mu_{cc} + \xi H_u = (M_{z1} + M_r) T_z \mu_{cz} \quad (55)$$

ან

$$M_c T_c \mu_{cc} + \xi H_u = M_z T_z \mu_{cz}. \quad (56)$$

თუ მიღებულ გამოსახულებას გავყოფთ M_c -ზე, მივიღებთ წვის განტოლების ახალ სახეს

$$T_c \mu_{cc} + \frac{\xi H_u}{M_c} = \frac{M_z}{M_c} T_z \mu_{cz}. \quad (57)$$

მაგრამ, რადგანაც

$$M_c = M_0 + M_r = M_0 (1 + \gamma) \quad \text{და} \quad \frac{M_z}{M_c} = \mu_m,$$

ამიტომ

$$T_c \mu_{cc} + \frac{\xi H_u}{M_0 (1 + \gamma)} = \mu_m T_z \mu_{cz}. \quad (58)$$

მიღებული წვის განტოლება შეიძლება გამოვიყენოთ თხევადი საწვავისათვის იმ შემთხვევაში, როცა $\alpha > 1$. თუ $\alpha < 1$, მაშინ საწვავის თბოუნარიანობას უნდა გამოვავლოთ სიდიდე ΔH_u . რომლის

გამოყენება ეანგბადის უკმარობის გამო შეუძლებელი იქნება. ამრიგად, როცა $\alpha < 1$, წვის განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$T_c \mu_{c_{ox}} + \frac{\xi (H_u - \Delta H_u)}{M_o (1 + \gamma)} = \mu_m T_c \mu_{c_{ox}} \quad (59)$$

ΔH_u სიდიდე დამოკიდებულია იმაზე, თუ α რამდენადაა ნაკლები ერთზე.

აიროვანი საწვავის გამოყენების შემთხვევაში უფრო ხელსაყრელია წვის განტოლება დაეწეროს 1 მოლი აირისათვის; აიროვანი საწვავისათვის ხშირად მოცემულია ხოლმე თბოუნარიანობა შეფარდებული 1 მ საწვავთან (H_u'). ასეთ შემთხვევაში ერთი მოლი საწვავის თბოუნარიანობა იქნება $24,4 H_u'$.

აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს. წვის განტოლების ამოხსნა საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წვის განტოლების ამოსახსნელად საჭიროა წინასწარ შევირჩიოთ λ -ობის გამოყოფის (ξ) კოეფიციენტის სიდიდე.

ξ კოეფიციენტი ითვალისწინებს სითბოს ყველა დანაკარგს c რტილიდან z წერტილამდე (გარდა სითბოს დანაკარგისა, ეანგბად-თეორიული უკმარობის გამო). აღსანიშნავია, რომ იმ დროსაც კი, როცა ეანგბადი საკმარისია, საწვავის ნაწილი მაინც ვერ ასწრებს დაწვას z წერტილამდე და წვა გრძელდება გაფართოების ხაზზე. წვის დროს დანაკარგებს უნდა მიეკუთვნოს აგრეთვე სითბოს გადაცემა ცილინდრისა და კუმშვის კამერის კედლებზე.

რაც უფრო სრულად არის საწვავი აორთქლებული და რაც უფრო კარგად და ერთგვაროვნად არის შერეული საწვავი ჰაერთან, მით უფრო ნაკლებია სითბოს დანაკარგი წვის დროს და, მაშასადამე, მით უფრო მაღალია ξ კოეფიციენტი.

ბრუნთა რიცხვი ორმხრივ გავლენას ახდენს ξ კოეფიციენტის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით, წვის პროცესისათვის განკუთვნილი დროის შემცირების გამო, მცირდება სითბოს გადაცემა კედლებზე, მაგრამ ამასთანავე მცირდება იმ საწვავის რაოდენობაც, რომელიც ასწრებს წვას z წერტილამდე, რაც, თავის მხრივ, დანაკარგებს ზრდის. ვინაიდან საბოლოო შედეგზე მეორე ფაქტორის გავლენა უფრო საგრძნობია. ამიტომ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდით ξ კოეფიციენტი რამდენიმედ მცირდება.

დატვირთვის შემცირება აუარესებს წვის პროცესს და იწვევს ξ კოეფიციენტის შემცირებას.

აღნიშნულ პირობებზე დამოკიდებულებით ξ კოეფიციენტის სიდიდე თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის აიღება ზღვრებში $0.85 \div 0.95$ (სრული დროსებით მუშაობის დროს).

წვის განტოლებაში უცნობია T_z და მასზე დამოკიდებული სითბოტევადობა μ_{cz} ; განტოლებაში შემაჯავლი სხვა წევრების რიცხობრივი სიდიდეების გამოთვლა კონკრეტული მაგალითისათვის არ წარმოადგენს სიძნელეს.

თუ აღნიშნავთ

$$T_c \mu_{cz} + \frac{\xi H_u}{M_o(1+\gamma)} = S, \quad (60)$$

მაშინ წვის განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს: —

$$\mu_m T_z \mu_{cz} = S. \quad (61)$$

აირის შედგენილობის მიხედვით სითბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრება იძლევა:

$$\mu_{cz} = A + BT_z,$$

ამის შეტანით (61) ტოლობაში მივიღებთ

$$\mu_m T_z (A + BT_z) = S$$

ან

$$\mu_m BT_z^2 + \mu_m AT_z - S = 0. \quad (62)$$

ამ კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრისათვის დავწეროთ c და z წერტილებისათვის (ნახ. 43) შემდეგი განტოლებები:

$$p_z V_z = 8314 M_z T_z$$

და

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორე განტოლებაზე გაყოფით მივიღებთ

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c};$$

მაგრამ, რადგან $V_z = V_c$ და $\frac{M_z}{M_c} = \mu_m$,

$$p_1 = p_c \mu m \frac{T_1}{T_c} \quad (63)$$

მიღებული ტოლობა გვიჩვენებს, რომ, რაც უფრო დიდია მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი μ , მით უფრო მეტია აირის წნევა წვის დასასრულს.

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის საშუალოდ გამოდის:

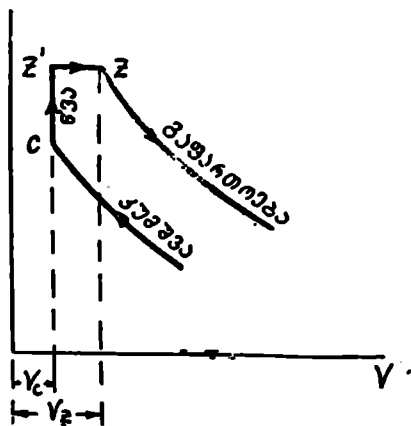
$$T_1 = 2300 \div 2600 \text{ } ^\circ\text{K}; \quad p_1 = 2,5 \div 5,0 \text{ მნ/მ}^2$$

და წნევის ზრდის კოეფიციენტი

$$\lambda = \frac{p_1}{p_c} = 2 \div 4.$$

წვის განტოლება შერეული ციკლისათვის

შერეული ციკლი. რომლის მიხედვითაც მუშაობს საავტორაქტორი დიზელეები, ითვალისწინებს წვას ჯერ მუდმივი მოცულობის,



ხოლო შემდეგ მუდმივი წნევის დროს. სინამდვილეში ადგილი აქვს ამ პირობიდან მნიშვნელოვან გადახრებს, რომლებსაც გაანგარიშებათა გამარტივების მიზნით მხედველობაში არ იღებენ.

ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს, ნაჩვენებია 44-ე ნახაზზე; აქ მიღებულია პირობა, რომ წვა მუდმივი მოცულობის დროს იწყება c წერტილში და მთავრდება z' წერტილში, ხოლო წვა მუდმივი წნევის დროს იწყება z' წერტილში და მთავრდება z წერტილში.

ნახ. 44. შერეული ციკლისათვის წვის პროცესის გამოსახველი დიაგრამა.

წვის განტოლების შესადგენად შეიძლება მივიღოთ პირობა, რომ სითბოს რაოდენობა (U_1) რომელსაც აირი შედცავს წვის დასასრულს,

უღრის სითბოს იმ რაოდენობას (U_c), რომელიც აიძს ჰქონდა წვის დასაწყისში, მიმატებული სითბო (U_n), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით cZ პროცესის განმავლობაში, და გამოკლებული ის სითბო (L), რომელიც დაიხარჯება მუშაობის შესრულებაზე $Z'Z$ პროცესის განმავლობაში.

აღნიშნულის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$U_c + U_n - L = U_z. \quad (64)$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ საწვავისათვის, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c \mu_{cc} = (M_o + M_r) T_c \mu_{cc}; \quad (65)$$

$$U_z = M_z T_z \mu_{cz} = (M_{A1} + M_r) T_z \mu_{cz} \quad (66)$$

და

$$U_n = \xi H_u.$$

L წარმოადგენს $Z'Z$ პროცესის განმავლობაში შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტურ სითბოს; $Z'Z$ პროცესი სრულდება მუდმივი წნევის პირობებში, რის გამოც

$$L = p_z V_z - p_z' V_z'.$$

38-ე ნახაზიდან ჩანს, რომ

$$p_z' = \lambda p_c \text{ და } V_z' = V_c;$$

გარდა ამისა,

$$p_z V_z = 8314 M_z T_z \text{ და } p_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$L = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c.$$

თუ აღნიშნულ გამოსახულებებს შევიტანთ (64) ტოლობაში, მივიღებთ:

$$M_c T_c \mu_{cc} + \xi H_u - 8314 M_z T_z + 8314 \lambda M_c T_c = M_z T_z \mu_{cz}$$

ან

$$M_c T_c (\mu_{cc} + \lambda 8314) + \xi H_u = M_z T_z (\mu_{cz} + 8314),$$

რაც მცირე გარდაქმნის შემდეგ მოგვცემს:

$$T_c (\mu_{cc} + \lambda 8314) + \frac{\xi H_u}{M_c} = \mu_{cz} T_z. \quad (67)$$

აი რის ტემპერატურაა წვის დასასრულს. წვის განტოლების გადასაწყვეტად საჭიროა წინასწარ შევარჩიოთ სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი ξ . ისევე, როგორც კარბურატორიანი ძრავებისათვის, ξ კოეფიციენტი შეირჩევა არსებული ძრავების გამოცდე-

ბის შედეგების მიხედვით. მომუშავე ძრავას გამოცდის დროს ξ კოეფიციენტს არაკვევენ ინდიკატორული დიაგრამებიდან, შებრუნებული გაანგარიშების ხერხით.

ღიზღუებისათვის შეიძლება მივიღოთ $\xi = 0,7 \div 0,8$.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით ამ ძრავებისათვის ξ კოეფიციენტის ნაკლები სიდიდე აიხსნება ჰაერთან საწვავის უარესი შერევით და წვის მეტი ხანგრძლივობით.

აირის შედგენილობაზე დამოკიდებულებით სითბოტევადობის კოეფიციენტების შეკრება მოგვცემს.

$$\mu_{c_{p_z}} = A' + B'T_z.$$

კონკრეტული მაგალითისათვის, თუ აღვნიშნავთ

$$T_c(\mu_{c_{p_z}} + \lambda 8314) + \frac{\xi H_u}{M_c} = S', \quad (68)$$

მაშინ

$$S' = \mu_m T_z (A' + B'T_z)$$

ან

$$\mu_m B'T_z^2 + \mu_m A'T_z - S' = 0. \quad (69)$$

მიღებული კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრის მიზნით c და z წერტილებისათვის (ნახ. 38) დაეწე-როთ შემდეგი განტოლებები:

$$p_z V_z = 8314 M_z T_z,$$

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორეზე გაყოფით ვღებულობთ

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c}.$$

მაგრამ $\frac{V_z}{V_c} = \rho$ წინასწარი გაჯართობის კოეფიციენტია, ხოლო $\frac{M_z}{M_c} = \mu_m$ — მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი, ამიტომ

$$p_z = p_c \frac{\mu_m T_z}{\rho T_c}. \quad (70)$$

თუ ცნობილია წნევის ზრდის კოეფიციენტი λ , მაშინ p_z შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით

$$p_z = p_z' = \lambda p_c \quad (71)$$

თანამედროვე დიზელისათვის დაახლოებით ვღებულობთ

$$T_z = 1800 \div 2300^\circ K,$$

$$p_z = 4,5 \div 8,0 \text{ მგ/მ}^2$$

და

$$\lambda = 1,2 \div 2,4.$$

აირის მოცულობა წვის დასასრულს. თუ (71) ტოლობაში p_z -ს შევცვლით (71) ტოლობის მიხედვით მისი გამოსახულებით, მივიღებთ:

$$\lambda = \frac{\mu_m}{\rho} \frac{T_z}{T_c}$$

ან

$$\rho = \frac{\mu_m}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (72)$$

ვინაიდან წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი $\rho = \frac{V_z}{V_c}$, ამიტომ

აირის მოცულობა წვის დასასრულს

$$V_z = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} V_c \quad (73)$$

დისოციაცია წვის პროცესის განმავლობაში

დისოციაცია წვის პროცესის შეპრუნებული მოვლენაა. თუ წვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს ცალკე ელემენტების შეერთება რთულ მოლეკულებად, დისოციაციის დროს, პირიქით, რთული მოლეკულები იშლება ელემენტებად. აღსანიშნავია, რომ წვის რეაქცია ეგზოთერმულია და ხასიათდება სითბოს გამოყოფით. დისოციაცია კი ენდოთერმულია. ე. ი. ახდენს სითბოს შთანთქმას.

ცხადია, რომ დისოციაცია შიგაწვის ძრავასათვის არასასურველი მოვლენაა.

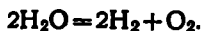
ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ წვის პროდუქტების (CO_2 და H_2O) გაცხელება დაახლოებით 2000° -მდე მათ ნაწილობრივ დისოციაციას იწვევს.

CO_2 -ის დისოციაციის დროს წარმოიქმნება CO და თავისუფალი ჟანგბადი. ასევე, წყლის ორთქლის დისოციაცია იძლევა თავისუფალ წყალბადს და თავისუფალ ჟანგბადს.

ამრიგად, დისოციაციისათვის გვექნება



და



წვის დროს დისოციაციის შედეგად მიღებული CO და H₂ შემდეგში ისევ იუნანება და გამოყოფს სითბოს. ასეთი რეაქციები განსაკუთრებით ენერგიულად მიმდინარეობს გაფართოების პროცესის განმავლობაში. ეს გარემოება იწვევს წვაში მონაწილე სითბოს რაოდენობის და, მაშასადამე, წვის დასასრულს ტემპერატურის შემცირებას. დისოციაციაში მონაწილე აირების რაოდენობა, ტემპერატურის ზრდასთან ერთად, მნიშვნელოვნად იზრდება. ამის გამო სავსებით დაუშვებელია ფორსირებული ძრავისათვის წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოთვლა დისოციაციის გაუთვალისწინებლად; ფორსირებულ ძრავებში ივლისსხმება მაღალი კუმშვის ხარისხის მქონე კარბურატორიანი ძრავები, სადაც წარმოებს ნარევის იძულებითი მიწოდება (ჩაბერვა), და ძრავები, სადაც გამოყენებულია ჟანგბადით გამდიდრებული ჰაერი, ფორსირებულ ძრავებში წვის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი სიდიდეები დისოციაციის ინტენსიურ მიმდინარეობას იწვევს.

ჩვეულებრივ, საავტოტრაქტორო ძრავებში დისოციაციას არ აქვს ადგილი ან დისოციაციაში მონაწილე აირის რაოდენობა მცირეა, რის გამოც ასეთი ძრავის თბური გაანგარიშება შეიძლება დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით წვის ნაკლები ტემპერატურის გამო ღიზელებში დისოციაცია ნაკლებადაა მოსალოდნელი.

ზემოთ განხილული იყო წვის პროცესი დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

დეტონაციური წვა

კარბურატორიან ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდებას თან სდევს მისი მაჩვენებლების გაუმჯობესება. მაგრამ კუმშვის ხარისხის ზრდა შეზღუდულია დეტონაციური წვის წარმოშობით, რაც განსაზღვრულ პირობებში იწვევს ძრავას არანორმალურ მუშაობას, აუარესებს მის მაჩვენებლებს და ხანგრძლივი მუშაობის დროს იწვევს მისი ნაწილების დაზიანებას.

ზოგ შემთხვევაში კუმშვის ხარისხის ზრდის შესაძლებლობა შეიძლება შეზღუდოს ნარევის წინასწარმა აალებამ.

ნაპერწყლის მიწოდებამდე ნარევის წინასწარი აალება მოხდება

ისეთ შემთხვევაში, თუ აირის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იქნება. აღსანიშნავია, რომ წინასწარი აალება აგრეთვე შეიძლება გამოიწვიოს კუმშვის კამერაში მყოფმა გადახურებულმა ნაწილებმა (როგორცაა: სანთელი, სარკველი) და ნაწვის დიდმა რაოდენობამ.

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ძრავას ნორმალური მუშაობა შესაძლებელია იმ შემთხვევაში, თუ კამერაში სანთლის გამოშვებული ადგილები გახურებულია $580-850^{\circ}\text{C}$ -მდე. თუ სანთლის ტემპერატურა 580°C -ზე ნაკლებია, მაშინ მასზე სწრაფად გროვდება ნაწვი და სანთელი აღარ იმუშავებს. სანთლის 850°C -ზე მეტად გახურება წინასწარ აალებას იწვევს. აღნიშნული გარემოებებ ადასტურებს, რომ მოცემული ძრავასათვის სანთლები სათანადოდ უნდა შეირჩეს.

დეტონაცია წარმოადგენს წვის განსაკუთრებულ სახეს, რომელიც მიმდინარეობს ალის გავრცელების მეტად დიდი სიჩქარეების დროს. მაგალითად, თუ ნორმალური წვის დროს ალის გავრცელების სიჩქარე შეადგენს $20-40$ მ/წმ-ს, დეტონაციის დროს ის აღწევს $2000-3000$ მ/წმ-ს.

დეტონაციური წვის დროს წვის კამერის იმ ადგილებში, სადაც ძეყოფება დეტონაციის კერა, ტემპერატურა და წნევა იმდენად იზრდება, რომ შეიძლება დგუშის ძირი ჩაიმტვრეს ან კამერაში მყოფი ნაწილები ამოიწვას.

დეტონაციით ძრავას მუშაობის გარეგნული ნიშნებია:

1. ცილინდრში წკრიალა ლითონისებრი ხმაური;
2. ძრავას სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირება;
3. ძრავას არამდგრადი მუშაობა;
4. გამოდევნილ აირებში ქვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა;
5. ძრავას გადახურება;
6. გამოდევნილი აირის ტემპერატურის შემცირება.

დეტონაციის მოვლენა ნათლად ჩანს ინდიკატორულ დიაგრამაზე, რადგანაც ამ დროს გაფართოების ხაზი დაკბილული გამოდის.

ერთმანეთში არ უნდა ავირიოთ დეტონაცია და წინასწარი აალება. ეს მოვლენები გარეგნული ნიშნებით ერთიმეორეს მეტად წააგავს. ისინი განსხვავდებიან მხოლოდ იმით, რომ წინასწარი აალების დროს წკრიალა ხმაურის მაგიერ ცილინდრიდან ისმის მძიმე, ყრუ დარტყმების ხმა.

აღსანიშნავია, რომ დეტონაცია ნაპერწყლის მიწოდების შემდეგ წარმოიშვება, წინასწარი აალება კი ნაპერწყლის მიწოდებამდე

ხდება; ამიტომ დეტონაციისა და წინასწარი აალების განსასხვავებლად შეიძლება გამოვიყენოთ არანორმალურად მომუშავე ძრავას ანთების გამორთვა. დეტონაციის დროს ძრავა ანთების გამორთვისთანავე ჩერდება, ხოლო წინასწარი აალების დროს გამორთვის შემდეგ ძრავა რამდენიმე ხანს კიდევ განაგრძობს მუშაობას.

ზოგ შემთხვევაში ერთდროულად შეიძლება მიმდინარეობდეს როგორც დეტონაცია, ისე წინასწარი აალება.

45-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ორი ინდიკატორული დიაგრამა, რომელთაგან პირველი (ა) გამოსახავს ძრავას მუშაობას წინასწარი აალებით, ხოლო მეორე (ბ) — ძრავას მუშაობას დეტონაციით.

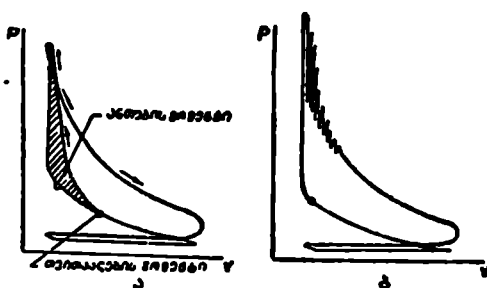
დეტონაციის წარმოშობა შეიძლება იმით აიხსნას, რომ საწვავი ნარევის ტემპერატურის მნიშვნელოვნად გადიდების დროს ინტენსიურად იქმნება პირველადი დაეანგვის პროდუქტები (მაგალითად, პეროქსიდები), რაც ძალიან ააქტივებს ნარევის და განსაზღვრულ პირობებში იწვევს მის თითქმის მყისვე წვას.

დეტონაცია წარმოიშობა ალის ფრონტის წინ, კუმშვის კამერის იმ ადგილებში, რომლებიც სანთლიდან ყველაზე მეტადაა დაშორებული. ამას ხელს უწყობს ის გარემოება, რომ სანთლიდან დაშორებულ

ადგილებში მყოფი ნარევის დაუწვავი ნაწილი იკუმშება იმ ნარევით, რომელიც ახლო იყო სანთელთან და ამიტომ უკვე დაიწყო წვა; ამის შედეგად იზრდება ტემპერატურა და წნევა სანთლიდან დაშორებულ ადგილებში და იქმნება დეტონაციის კერა.

დეტონაციის წარმოქმნის ძირითად ფაქტორს (მოცემული საწვავისათვის) წარმოადგენს ცილინდრში მყოფი იმ ნარევის ტემპერატურა, რომელიც სულ ბოლოს უნდა დაიწვას.

დეტონაციის წარმოქმნის ადგილებში აირის ტემპერატურა და წნევა მკვეთრად იზრდება და იწვება მაღალი წნევის ტალღების გავრცელება. მაღალი წნევის ტალღები ექანება ცილინდრის, დგუშის ან კუმშვის კამერის კედლებს, იწვევს მათ ვიბრაციას და წარმოქმნის ლითონისებრ წკრიალა ხმაურს.



ნახ. 45. ინდიკატორული დიაგრამები წინასწარი აალებისა (ა) და დეტონაციის დროს (ბ)

კარბურატორიანი ძრავას მუშაობის დროს შესაძლებელია ერთ დროულად წარმოიშვას დეტონაციის რამდენიმე კერა.

გადიდებული სიმკვრივის მქონე მაღალი წნევის ტალღების კედლებზე დაჭახების გამო იზრდება სითბოს გადაცემა, რაც იწვევს ძრავას გადახორცილას ან გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბოს რაოდენობის გადიდებას.

გამოდევნილ აირებში ქვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა რმით აიხსნება, რომ დეტონაციის ადგილებში მაღალი ტემპერატურა CO_2 -ის დისოციაციას იწვევს, რის შედეგადაც გამოყოფილი ნახშირბადი თან მიჰყვება ნამუშევარ აირებს. ამას ისიც ემატება, რომ მაღალი წნევის ტალღები კუმშვის კამერის კედლებიდან და დგუმის ძირიდან აცილებენ ნაწვის ნაწილაკებს, რომლებიც აგრეთვე ნამუშევარ აირებს მიჰყვება.

დეტონაციის დროს დისოციაციის არსებობისა და კედლებზე სითბოს ჰარბი გადაცემის შედეგად ძრავას სიმძლავრე მცირდება. ამავე მიზეზით მცირდება ცილინდრებიდან გამოდევნილი აირების ტემპერატურა.

სხვა თანაბარ პირობებში დეტონაცია პირველ რიგში დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე.

დეტონაციისაქენ საწვავის მიდრეკილებას აფასებენ მისი ოქტანური რიცხვის მიხედვით. რაც უფრო მეტია ოქტანური რიცხვი, მით უფრო აკლებია საწვავის მიდრეკილება დეტონაციისაქენ.

საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს შესაძინევად აუმჯობესებს ეგრეთ წოდებული ანტიდეტონატორების დამატება.

ყველაზე მეტი გამოყენება, როგორც ანტიდეტონატორმა, მოიპოვა ტეტრაეთილურმა ტყვიამ, რომლის სულ მცირე რაოდენობით შერევა საწვავთან მკვეთრად აუმჯობესებს საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს.

მაგრამ ტეტრაეთილური ტყვიის უშუალო მიმატება საწვავთან არ შეიძლება, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში ტყვია რჩება კუმშვის კამერაში, ედება მის ზედაპირს, სარქველებს და აფერხებს ძრავას მუშაობას.

ასეთი რამ რომ არ მოხდეს, ტეტრაეთილურ ტყვიას უმატებენ სხვადასხვა ქიმიურ ნაერთებს, ე. წ. „გამომტანებს“. რომლებიც გამორიცხავენ კამერაში ტყვიის ჩარჩენის შესაძლებლობას.

ტეტრაეთილური ტყვიისა და გამომტანის ნარევი იძლევა ე. წ. ეთილის სითხეს. ამის შესაბამისად ბენზინს, რომელშიც შერეულია ეთილური სითხე, ეთილარებულ ბენზინს უწოდებენ.

დასახელებული ანტიდეტონატორის გამოყენებას ერთი დიდი

ნაკლი აქვს. სახელდობრ ის, რომ ტეტრაეთილური ტყვია საწამლავია და ამიტომ ეთილირებული ბენზინი, მისი გაუფრთხილებელი გამოყენების დროს, საშიშია მომსახურე პერსონალის ჯანმრთელობისათვის.

ამასთან დაკავშირებით მეცნიერები და პირველ რიგში ქიმიკოსები დიდი ხანია ცდილობენ ახალი უსაფრთხო ანტიდეტონატორის შექმნას.

ეს ძიება ამ ბოლო ხანებში წარმატებით დამთავრდა. მეცნიერთა ჯგუფმა აკადემიკოს ა. ნესმენაოვისა და კ. ზაიცევის ხელმძღვანელობით მანგანუმის საფუძველზე შექმნეს სრულიად უსაფრთხო მაღალ-ფეკტური ანტიდეტონატორი „ცტმ“, რომელმაც გამოცდის დროს საუკეთესო თვისებები გამოამჟღავნა.

დეტონაციის მსგავსი მოვლენები ხდება აგრეთვე დიზელებში, მაგრამ ეს მსგავსება მხოლოდ გარეგნულია. დიზელებში დეტონაციის მაგვარი არანორმალური მუშაობა დაკავშირებულია თვითაალების შეფერხების პერიოდთან და დამოკიდებულია მის სიდიდეზე (ხანგრძლივობაზე).

საწვავის ოქტანური და ცეტანური რიცხვები

საავტორტატორო ძრავებისათვის გამოსადეგი საწვავის შეფასებისათვის იყენებენ ე. წ. ოქტანურ და ცეტანურ რიცხვების ცნებას.

ოქტანური რიცხვი პირობითი მაჩვენებელია და ახასიათებს კარბურატორიანი ძრავისათვის დანიშნულ საწვავის (ძირითადად „ბენზინის) მიდრეკილებას დეტონაციისაკენ. რაც უფრო დიდია საწვავის ოქტანური რიცხვი, მით ნაკლებია საწვავის მიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

ოქტანური რიცხვის განსაზღვრისათვის გამოსადეგლ ბენზინს, დეტონაციური მდგრადობის თვალსაზრისით, ადარებენ საეტალონო საწვავს. რისთვისაც იყენებენ სპეციალური კონსტრუქციის ძრავებს. უცხოეთში ამ მიზნებისათვის გამოიყენება ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე ერთცილინდრიანი ძრავა „ვოკეში“, საბჭოთა კავშირში კი ძრავები ИТ9-2 და ИТ9-6. საეტალონო საწვავებია იზოოქტანი, რომელიც შეტად მდგრადია დეტონაციის მიმართ, და გეპტანი, რომელიც, პირიქით, ამჟღავნებს ძლიერ მიდრეკილებას დეტონაციისაკენ.

იზოოქტანის დეტონაციური მდგრადობა მიღებულია 100 ოქტანურ რიცხვად, გეპტანისა კი — ნულად.

საწვავის ოქტანური რიცხვი ეწოდება იზოოქტანისა და გეპტანის ნარევი იზოოქტანის პროცენტულ (მოცულობით) რაოდენობას, თუ

ნარევისა და გამოსაცდელი საწვავის დეტონაციური თვისებები ეკვივალენტურია.

ისეთი საწვავის დეტონაციური მდგრადობის გამოსარკვევად, რომლის ოქტანური რიცხვი 100-ზე მეტია. ეტალონურ საწვავად იყენებენ იზოოქტანს, რომელსაც მიმატებული აქვს ანტიდეტონატორი (ტეტრაეთილური ტყვია).

პრაქტიკულად ოქტანური რიცხვის განსაზღვრა წარმოებს არა საეტალონო საწვავების ნარევით, არამედ სხვა, უფრო ადვილად საშოვნელი საწვავებისაგან შემდგარი ნარევით, რომლის დეტონაციური მდგრადობა წინასწარ უკვე ზუსტადაა ცნობილი. ასეთი მეორეული საწვავებია: პირდაპირი გამოხდის ბენზინი, ბენზოლი, ტექნიკური იზოოქტანი და სხვ.

საბჭოთა კავშირში ოქტანურ რიცხვს ადგენენ სპეციალურ ძრავებზე მორტორული ან კვლევეითი მეთოდით. ის მდგომარეობს გამოსაცდელი და საეტალონო (ან სანიმუშო) საწვავების შედარებაში იმ მაქსიმალური კუმშვის ხარისხის მიხედვით. რომლის დროსაც იწყება დეტონაცია ძრავაში. დეტონაციის წარმოქმნას ადგენენ სპეციალური ღელსაწყოს საშუალებით ან იყენებენ მეთოდს. რომელიც დაფუძნებულია ცილინდრების ბლოკის სახურავის ტემპერატურის გაზომვაზე, რომელიც მკვეთრად მატულობს დეტონაციის დაწყებისთანავე. საავტომობილო ბენზინის ოქტანური რიცხვის დასადგენად თითქმის მუდამ მორტორულ მეთოდს იყენებენ, რომელიც კვლევეითი მეთოდისაგან გამოცდის რეჟიმით განსხვავდება.

„ეოკეში“ და სპეციალური ძრავები HT9-2 და HT9-6 საშუალებას იძლევა საჭიროების მიხედვით გადავაადგილოთ ცილინდრი და განვახორციელოთ ძრავას მუშაობა ჩვენს მიერ შერჩეული კუმშვის ხარისხით. მათი შემწეობით ოქტანური რიცხვის დადგენა წარმოებს შემდეგნაირად: ძრავას ამუშავებენ გამოსაცდელი საწვავით და თანდათან ზრდიან კუმშვის ხარისხს იმ ვარაუდით, რომ ცილინდრში მიმდინარე პროცესი მიიყვანონ დეტონაციის ზღვარზე. ამის შემდეგ იმავე კუმშვის ხარისხისათვის არჩევენ იზოოქტანისა და გექტანის ისეთ ნარევეს. რომელიც დეტონაციის თვალსაზრისით იქნება გამოსაცდელი საწვავის ტოლფასი. ოქტანური რიცხვი განისაზღვრება ამ ნარევეში იზოოქტანის პროცენტული რაოდენობით. თუ, მაგალითად, გამოსაცდელი საწვავის ტოლფასი ნარევი შეიცავს მოცულობით 76% იზოოქტანს და 24% გექტანს. მაშინ ვაბობთ, რომ გამოსაცდელი საწვავის ოქტანური რიცხვია 76.

ოქტანური რიცხვი ამდენად მნიშვნელოვანი პარამეტრია. რომ მას ასახელებენ ბენზინის მარკაში. მაგალითად, ბენზინი A—72, A—76 და სხვა, რომელთა ოქტანური რიცხვია 72, 76 და სხვ.

საბჭოთა კავშირში 1967 წლის 1 ივლისიდან მიღებულია სტანდარტი (ГОСТ 2084—67), რომლის მიხედვითაც შზადდება შემდეგი მარკის ბენზინი: А—66, А—72, А—76, АИ—93 და АИ—98.

ამჟამად უცხოეთში მსუბუქი ავტომობილებისათვის იყენებენ კარბურატორიან ძრავებს, რომელთა კუშშვის ხარისხი შეადგენს $\epsilon = 9,0—10,0$, სატვირთო ავტომობილებისათვის კი $\epsilon = 7,5—8,5$. ამერიკის შეერთებულ შტატებში ამზადებენ საშუალო ხარისხის ბენზინით მომუშავე მსუბუქ ავტომობილებს, რომლებშიც $\epsilon = 8,5—9,5$, და მაღალი ხარისხის ბენზინით მომუშავე მსუბუქ ავტომობილებს,

სადაც

$$\epsilon = 10,0—11,0.$$

ევროპული მსუბუქი ავტომობილებისათვის

$$\epsilon = 8,0—10,5.$$

საზღვარგარეთის უმრავლეს ქვეყნებში საავტომობილო პარკი ძირითადად მარაგდება ორი ხარისხის ბენზინით: ჩვეულებრივი, ოქტანური რიცხვით 82-86 (მოტორული მეთოდით), და უმაღლესი, ოქტანური რიცხვით 85-90 (მოტორული მეთოდით).

ჩვენში საავტომობილო პარკის ექსპლოატაციისათვის ძირითადად გამოიყენება: სატვირთო ავტომობილებისათვის ეთილირებული ბენზინი А—66. ოქტანური რიცხვით 66, და მსუბუქი ავტომობილებისათვის ბენზინი А—72 და А—76, ოქტანური რიცხვით 72 და 76. მაღალი კლასის მსუბუქი ავტომობილებისათვის ჩვენთან გამოიყენება ბენზინი ოქტანური რიცხვით 93. ნაწილობრივ გამოიყენება აგრეთვე АИ—98 ბენზინი.

ღიზელის საწვავის დახასიათებისათვის იყენებენ ე. წ. ცეტანურ, რიცქს. რაც დაკავშირებულია თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდესთან.

საქმე იმაშია, როჟ ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი იწყებს წვას მხოლოდ თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემდეგ. რის გამო წვის ხასიათი ბევრადაა დამოკიდებული ამ პერიოდის სიდიდზე.

რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი, მით უფრო მეტი საწვავი გროვდება კამერაში აალებამდე. რაც იწვევს დეტონაციისმაგვარ ძლიერ დარტყმებს და ძრავას ხისტ მუშაობას.

ღიზელის საწვავის ცეტანური რიცხვის განსაზღვრას ახდენენ გამოსადეგი საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის შედა:

რებით შეფერხების პერიოდის სიდიდესთან, რომელსაც იძლევა წინასწარ შერჩეული საეტალონო საწვავი.

საეტალონო საწვავად მიღებულია ნარევი, რომელიც შეიცავს ცეტანს და α -მეთილნაფტალინს. ცეტანი ხასიათდება ადვილად აალების თვისებით, ხოლო α -მეთილნაფტალინი — ძნელად აალების თვისებით. სხვადასხვა პროპორციით შედგენილი ასეთი ნარევი საშუალებას იძლევა ძრავას მუშაობის დროს მივიღოთ თვითაალების შეფერხების პერიოდის სხვადასხვა სიდიდეები.

ცეტანური რიცხვი წარმოადგენს საეტალონო საწვავში ცეტანის პროცენტულ რაოდენობას (მოცულობით ერთეულებში) იმ დროს, როცა ეს ნარევი აალების თვისებების მიხედვით გამოსაცდელი საწვავის ეკვივალენტურია.

ამ განმარტებიდან ჩანს, რომ, რაც უფრო მცირეა საწვავის ცეტანური რიცხვი, მით უფრო დიდი გამოვა თვითაალების შეფერხების პერიოდი და, მაშასადამე, მით უფრო ძლიერი იქნება დარტყმები წვის დროს. ძლიერი დარტყმები ზრდის ძრავას ნაწილების დატვირთვას და აჩქარებს მათ ცვეთას.

საწვავის ცეტანური რიცხვის დადგენა წარმოებს ამ მიზნისათვის დანიშნულ სპეციალურ სტანდარტულ ძრავაზე.

ზოგჯერ დიზელის საწვავის შეფასებისათვის იყენებენ პირობითს სიდიდეს, ე. წ. დიზელის ინდექსს (ДИ), რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$ДИ = \frac{(1,8 A + 32)(141,5 - 131,5 \gamma)}{100 \gamma} \quad (74)$$

სადაც γ არის საწვავის სიმკვრივე 15°C -ს დროს;

A — ანილინური წერტილი.

ანილინური წერტილი წარმოადგენს თანაბარი შეფარდებით დამზადებული საწვავისა და ანილინის ნარევის ამღვრევის ტემპერატურას, გამოსახულს $^{\circ}\text{C}$ -ში.

კარგი საწვავისათვის დიზელური ინდექსი უნდა იმყოფებოდეს $50 \div 55$ ზღვრებში. საწვავი, რომლისთვისაც $ДИ < 40$, უვარგისია სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის.

ჩვენთან საავტოტრაქტორო დიზელებისათვის გამოიყენება საწვავი ДА, ДЗ, ДЛ, ცეტანური რიცხვით $40 \div 45$.

.. — თუ. ერთიმეორეს შევადარებთ კარბურატორიან ძრავაში წარმოშობილ დეტონაციის მოვლენას იმ მოვლენებს, რომლებსაც დიზე-

ლექსის კლასიკულით თვითალების შეფერხების პერიოდის გადიდებით, დავრწმუნდებით, რომ აალების თვალსაზრისით კარბურატორიან და ღიზელის ძრავებისათვის გამოსადეგ საწვავს ერთმანეთის საწინააღმდეგო მოთხოვნა უნდა წავუყენოთ.

მაგალითად, საწვავის თვითალების მალალი ტემპერატურა ხელსაყრელია კარბურატორიანი ძრავისათვის, მაგრამ არაა ხელსაყრელი ღიზელისათვის, რადგანაც იწვევს თვითალების შეფერხების პერიოდის გაზრდას.

ოქტანურ და ცეტანურ რიცხვებს შორის პირუკუ დამოკიდებულება არსებობს. დაახლოებით შეიძლება მივიღოთ:

ოქტანური რიცხვი = 120 — 2 ცეტანური რიცხვი.

კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა კარბურატორიან ძრავაში მიმდინარე წვის პროცესზე

ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორებია: კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის ფორმა, სანთლების განლაგება და რაოდენობა, ცილინდრის ზომები, ნაწილების დასამზადებლად გამოყენებული მასალა და სხვ.

ზემოაღნიშნული ფაქტორები არ იცვლება ძრავას მუშაობის დროს, ამიტომ მათი შეფასება სხვადასხვა კონსტრუქციის გამოცდის შედეგების საფუძველზე ხდება.

ქვემოთ ცალ-ცალკე განხილულია ზოგიერთი მთავარი კონსტრუქციული ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა. დეტონაციის წარმოქმნამდე კარბურატორიან ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას. კუმშვის ხარისხის შემდეგი მომატება უარყოფით ეფექტს იძლევა, რადგანაც ამ დროს მეღავნდება დეტონაციის მავნე გავლენა.

შემჩნეულია, რომ დეტონაციის ჩასახვის მომენტში, როცა ის ჯერ კიდევ მკვეთრად არაა გამოსახული და გარეგნული ნიშნებით თითქმის შეუპოვანეველია, ძრავას სიმძლავრე რამდენიმედ მატულობს. დეტონაციის შემდგომი გაძლიერებით კი მკვეთრად მცირდება.

დეტონაციის დასაწყისი და, მაშასადამე, კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე ადვილად შეიძლება განისაზღვროს ცილინდრის კედლების ტემპერატურის მიხედვით, რადგანაც ამ ტემპერატურის შესაძენევი მატება დეტონაციის ჩასახვის მომენტიდანვე იწყება.

ასეთი მსჯელობა ეხება ისეთ ძრავებს, რომლებიც მუშაობენ

ჩვეულებრივი საექსპლოატაციო საწვავით და მათი კუმშვის ხარისხი ?—მ ერთელს არ აღემატება.

განსაკუთრებული ანტიდეტონაციური თვისებების მქონე საწვავის გამოყენების შემთხვევაში დადებითი ეფექტი შესაძლებელია მივიღოთ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მხოლოდ 12—17 ერთეულზემდე; კუმშვის ხარისხის შემდგომი ზრდა იწვევს ძრავას სიმძლავრის შემცირებასა და ეკონომიურობის გაუარესებას, რადგანაც ამ დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატი უფრო მეტია, ვიდრე სასარგებლო მუშაობის ნამატი გაფართოების დროს, რაც საბოლოოდ ძრავას სიმძლავრისა და მარგი ქმედების კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

ფორმამ „ქენჯალ ნოტორს“ ჩაატარა კარბურატორიანი ძრავების გამოცდის საინტერესო სერია. გამოცდილ იქნა ერთი და იმავე ტიპის შვიდი ძრავა. რომლებიც ერთიმეორისაგან განსხვავდებოდა მხოლოდ კუმშვის კამერის მოცულობით. კუმშვის ხარისხი ამ ძრავებში იცვლებოდა 9-დან 25-მდე.

გამოცდების დროს საწვავად გამოყენებული იყო იზოოქტანი ანტიდეტონაციური ნამატებით.

გამოცდის შედეგების მიხედვით გაკეთებულია შემდეგი დასკვნები:

1. შეესების კოეფიციენტი პრაქტიკულად არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხზე;

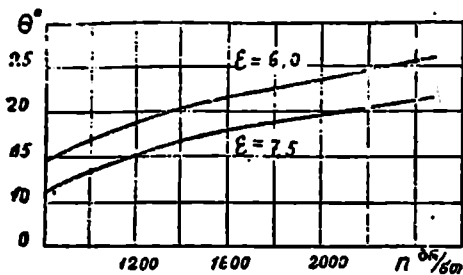
2. კუმშვის ხარისხის გადიდების შედეგად კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი თითქმის არ იცვლება, გაფართოების პოლიტროპის მაჩვენებელი კი რამდენადმე მატულობს;

3. კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპის მაჩვენებლები უმნიშვნელოდაა დამოკიდებული ძრავას დატვირთვაზე;

4. ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი არაა დამოკიდებული კუმშვის ხარისხის სიდიდეზე. ეს მოვლენა შეიმჩნევა როგორც ძრავას მუშაობისას დატვირთვით, ისევე მისი იძულებითი ბრუნვის დროს.

დაბოლოს, გამოცდის შედეგებიდან ჩანს, რომ ძლიერ მაღალი კუმშვის ხარისხით ($\epsilon = 20$ და მეტი) ძრავას მუშაობისას განსაკუთრებულ სიძნელეს წარმოადგენს ნაწვის წარმოშობასთან ბრძოლისა და ანთების სისტემის მდგრადი მუშაობის უზრუნველყოფის პრობლემა.

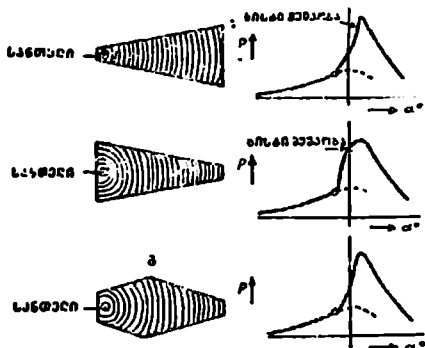
46-ე ნახაზზე ნაჩვენებია სხვადასხვა კუმშვის ხარისხის დროს ანთების წინსწრების კუთხის ცვალებადობა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვიდან დამოკიდებულებით.



ნახ. 46. ანთების წინსწრების კუთხის ცვალებადობის ხასიათი.

წვის კამერის ფორმისა და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა. წვის კამერის ფორმა და სანთლის ადგილმდებარეობა დიდ გავლენას ახდენს ალის გავრცელების სიჩქარეზე და, შესაბამისად, ძრავის მუშაობის სიხისტეზე.

მაგალითისათვის განვიხილოთ 47-ე ნახაზზე ნაჩვენები სამი შემთხვევა. პირველ შემთხვევაში (ა) გამოსახულია წვის კამერა, რომელიც თანდათან ფართოვდება. აქ სანთელი მოთავსებულია ყველაზე მეტად შევიწროებულ კვეთში. ნაპერწკლის მიწოდების შემდეგ ალის ფრონტის მცირე ზედაპირის გამო ნარევი ნაწილ-ნაწილად იწვევს წვას, რის შედეგადაც პირველ პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრულია. ალის შემდეგი გავრცელებით წვის ინტენსივობა მატულობს, რაც წვის მეორე პერიოდში იწვევს წნევის ზრდას და ამის გამო ძრავას ხისტ მუშაობას.

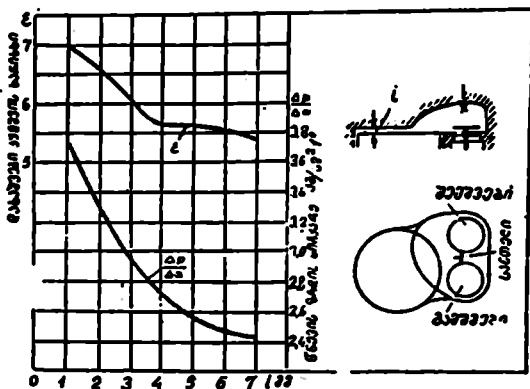


ნახ. 47. წვის კამერის ფორმისა და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა ძრავის მუშაობის სიხისტეზე.

თუ იმავე კამერაში სანთელს გადავიტანთ ყველაზე მეტად ვაფართოებულ ნაწილში (ნახ. 47, ბ), მაშინ სურათი შეიცვლება. აქ წნევის მკვეთრ ზრდას (რაც გამოიწვევს ძრავას ხისტ მუშაობას) მივიღებთ წვის პირველ პერიოდშივე, ხოლო წვის მეორე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იქნება.

იმ მიზნით, რომ წვის ორივე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იყოს და ძრავა მუშაობდეს რბილად, საჭიროა შევათავსოთ ზემოთ განხილული ორივე სქემის დადებითი თვისებები. ასეთ შემთხვევაში მივიღებთ კამერას, რომელიც ჯერ ფართოვდება, ხოლო შემდეგ ვიწროვდება (ნახ. 47 გ).

ძრავას მუშაობის სიხისტეზე და აგრეთვე დეტონაციაზე დიდ გავლენას ახდენს დგუშა და ცილინდრის სახურავს შორის არსებული ღრეჩო, რომელიც იქმნება ზედა მკედარ წერტილში დგუშის ყოფნის დროს (ნახ. 48).



ნახ. 48. *i* ღრეჩოს გავლენა დეტონაციაზე.

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ *i* ღრეჩოს გადიდება ამცირებს ძრავას მუშაობის სიხისტეს, მაგრამ ამავე დროს მკვეთრად ზრდის დეტონაციისაქენ მიდრეკილებას და, მაშასადამე, ამცირებს კუშშვის ხარისხის დასაშვებ სიდიდეს.

i ღრეჩოს გადიდების დროს დეტონაციის გაძლიერება იმით აიხსნება, რომ ის დაშორებულია სანთლიდან და წარმოადგენს დეტონაციის კერას. როდესაც ღრეჩო მცირეა, მაშინ დიდი წინააღობის გამო წნევის ტალღის გავრცელება მასში გაძნელებულია, რაც დეტონაციის შემცირების მიზეზად უნდა ჩაითვალოს.

i ღრეჩოს შემცირების დროს ძრავას მუშაობის სიხისტეს გაძლიერება უნდა მიეწეროს კუშშვის დასასრულს ამ ღრეჩოდან ნარევის ძლიერ გამოდევნას, რაც ადიდებს წვის კამერაში აირის გრიგალურ მოძრაობას და ამით ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს.

48-ე ნახაზზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარისა და კუშშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის ცვალებადობა *i* ღრეჩოს სიდიდებზე დამოკიდებულებით.

ძრავას მუშაობის სიხისტეზე დიდ გავლენას ახდენს აგრეთვე იმ

კეთის სიდიდე, რომელიც აერთებს ცლინდრის მოცულობას წვის კამერის მოცულობასთან.

დასახელებული კეთის შემცირება ზრდის ძრავას მუშაობის სიჩქარეს, რადგანაც კეთის შემცირების დროს მასში გამავალი აირის სიჩქავე იზრდება და, მაშასადამე, ძლიერდება გრივალური მოძრაობა წვის კამერაში, რასაც თან სდევს ალის გავრცელების სიჩქარის გაღებება და სიჩქარის გაძლიერება.

დეტონაციაზე კუმშვის კამერის ფორმის გავლენის გამოსარკვევად გამოვიყენოთ რიკარდოს მიერ წარმოებული ცდების შედეგები.

რიკარდომ ზუსტად ერთნაირ პირობებში გამოსცადა სხვადასხვა ფორმის კამერები, რომლებიც დაყენებული იყო ცვალებადი კუმშვის ხარისხის მქონე თრავზე. ასეთი გზით მან დაადგინა კუმშვის ხარისხის ის მაქსიმალური დასაშვები სიდიდეები, რომლებსაც უზრუნველყოფს ამა თუ იმ ფორმის კამერა.

ამ მონაცემებს მიხედვით შეიძლება გაეკეთოს შემდეგი ზოგადი სასიათის დასკვნები:

1. დეტონაციის თვალსაზრისით უკეთესი მაჩვენებლები აქვს კამერებს სარქვლების ზედა განლაგებით, გარდა ამისა, ასეთი კამერები სარქვლის გასავალი კეთის ზრდის შესაძლებლობას იძლევა.

ასეთი კამერები ფართოდაა გავრცელებული სატრაქტორო, სატანკო და საავიაციო ძრავებში.

ზედა სარქვლების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირება აიხსნება მათი კომპაქტურობითა და აგრეთვე იმით, რომ სარქვლების ზედა განლაგების დროს კამერა სფერულ ფორმას უახლოვდება, სადაც ალის გავრცელების მანძილი მინიმალურია:

2. ქვედა სარქვლების მქონე კამერებიდან უკეთეს მაჩვენებლებს იძლევა დაკდენილი კამერა, რომელიც ფართოდ გავრცელდა საავტომობილო კარბურატორიან ძრავებში. მისი უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ ზედა სარქვლებთან შედარებით ქვედა სარქვლები გამანაწილებელი მექანიზმის მარტივ კონსტრუქციას იძლევა.

აღსანიშნავია, რომ ქვედა სარქვლების მქონე კამერის გამოყენება თვითაღებად ირავასათვის შეუძლებელია, რადგანაც სარქვლების ქვედა განლაგება მაღალი კუმშვის ხარისხის განხორციელების საშუალებას არ იძლევა:

3. ქვედა სარქვლების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შესამცირებლად საჭიროა (რამდენადაც ეს შესაძლებელია) შევამციროთ კამერის სიგრძე, გარდა ამისა, უნდა ვეცადოთ, რომ სანთელი მოვათავსოთ ცენტრთან და აგრეთვე ცხელ გამომშვებ სარქველთან ახლოს.

კამერაში ყველაზე მაღალი ტემპერატურის მქონე დეტალია გამოშვები სარქველი, რის გამოც ის ხშირად დეტონაციის ნაადრევი წარმოქმნის მიზეზს წარმოადგენს.

გამომშვები სარქველის უკეთესი გაგრილება და დეტონაციისა-
.ინ მიდრეკილების შესამცირებლად სატივრთო ავტომობილის

ძრავაში, რომელსაც დადენილი კამერა აქვს, კამერის კედელი გამოშვებ სარქველთან დაშვებულია დაბლა. კედლის მიახლოება გამოშვებ სარქველთან აუჭობებს მის გაგრილებას, რაც იწვევს გამოშვები სარქველის ტემპერატურის და, მაშასადამე, დეტონაციისა-
კენ მიდრეკილების შემცირებას.

დიდი მნიშვნელობა აქვს იმას, თუ როგორი მიმართულებით შე-
დის ცილინდრში საწვავი ნარევი, რადგანაც მიმართულება მნიშვნე-
ლოვან გავლენას ახდენს ცილინდრში შექმნილ გრიგალურ მოძრაობა-
ზე და, მაშასადამე, ძრავას მუშაობაზე.

ცილინდრის ზომების გავლენა. ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ ცილინდრის გეომეტრიული ზომების (ლიტ-
რაჟის) გადიდება დეტონაციისა-
კენ მიდრეკილებას ზრდის, რაც იმით აიხსნება, რომ ამ შემთხვევაში მატულობს ალის გავრცელების მანძი-
ლი და მცირდება შეკუმშული ნარევის გაგრილების ინტენსივობა.

გაგრილების ინტენსივობის შემცირება იმითაა გამოწვეული, რომ ცილინდრის ზომების მომატება აირის მოცულობის ერთეულზე მო-
სული გამაგრილებელი ზედაპირის შემცირებას იწვევს.

ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს 0,9 ლიტრიდან 0,3 ლიტრამდე ცილინდრის მოცულობის შემცირებით დგუშის სვლისა და დიამეტ-
რის მუდმივი ფარდობის დროს შესაძლებელი გახდა კუმშვის ხარის-
ხის გადიდება 5,4-დან 6,4-მდე.

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ ცილინდრების ზომების ზრდა იწვევს ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ნაწილობრივ გადიდებას, რაც გაგრილების ინტენსივობისა და, მაშასადამე, დანა-
ჯარების შემცირებით აიხსნება.

დგუშისა და ცილინდრების სახურავისათვის გამოყენებული მასალის გავლენა. დგუშისა და ცი-
ლინდრების სახურავებისათვის გამოყენებული მასალის სითბოს შეთ-
ვისებისა და გადაცემის უნარი დიდ გავლენას ახდენს დეტონაციაზე.

რაც უფრო ძნელად ითვისებს და ადვილად გადასცემს სითბოს ლითონი, მით უფრო ნაკლებია კამერის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა და, მაშასადამე, ნაკლებია მიდრეკილება დეტონაციისა-
კენ. ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, თუჯთან შედარებით დიდი უპირატესო-
ბა აქვს ალუმინის შენადნობს, რადგანაც ალუმინი თუჯზე უფრო ძნე-

ლად ითვისებს და თუჯზე უფრო ადვილად გადასცემს სითბოს; ამიტომ ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებული დგუშის ძირის ტემპერატურა თუჯის დგუშთან შედარებით 150—200°-ით ნაკლებია.

ცხადია, რომ, თუ თუჯის დგუშებს ალუმინის დგუშებით შეეცვლით, მაშინ შემცირდება მიდრეკილება დეტონაციისაკენ და შეიქმნება კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობა.

აღსანიშნავია, რომ დგუშებისათვის ალუმინის შენადნობის გამოყენება, დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირების გარდა, იწვევს ხახუნზე დანაკარგების შემცირებას და, როგორც შედეგი, ძრავას ეფექტური სიმძლავრისა და ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას.

საექსპლოატაციო ფაქტორების გავლენა კარბურატორიან ძრავაში მიმდინარე წვის პროცესზე

საექსპლოატაციო ფაქტორებს, რომლებიც გვხვდება ძრავას მუშაობის დროს, მიეკუთვნება:

1. ანთების წინსწრების კუთხე;
2. საწვავი ნარევის შედგენილობა;
3. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი;
4. გაგრილების ინტენსივობა;
5. ნაწვის შექმნა კამერის კედლებზე;
6. დადროსელება;
7. ზღვის დონიდან ადგილმდებარეობის სიმაღლე.

ყველა ეს ფაქტორი ერთი და იმავე ძრავასათვის იცვლება საექსპლოატაციო პირობებში.

ქვემოთ ცალ-ცალკე განხილულია ზოგიერთი ამ დასახელებული ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავას მუშაობაზე.

ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა. ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე ნათლად ჩანს 49-ე ნახაზზე, სადაც მოცემულია მუდმივი ბრუნთა რიცხვის დროს მთლიანი დროსელით მომუშავე, ძრავადან აღებული ინდიკატორული დიაგრამები.

აღნიშნული დიაგრამებიდან ჩანს, რომ ნაკვიანევი ანთება აირების მაქსიმალურ წნევასა და წნევის ზრდის სიჩქარეს თვალსაჩინო წვის პერიოდში ამცირებს. ეს იმით აიხსნება, რომ ნაკვიანევი ანთების გამო წვა იწყება გვიან და მნიშვნელოვნად გადადის გაფართოების ხაზზე, სადაც ამ დროს ცილინდრის მოცულობა იზრდება.

აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ ნაკვიანევი ანთება რამდენიმედ

ზრდის აირის წნევას გაფართოების დასასრულს, რაც ძირითადად გაფართოების ხაზზე გაძლიერებული წვის შედეგს წარმოადგენს. ამავდროულად გარემოების მიზეზია ის, რომ ანთების წინსწრების შემცირების დროს იზრდება როგორც ცილინდრიდან გამოდენილი აირების, ისე გამომშვები სარქველი და კოლექტორის ტემპერატურა.

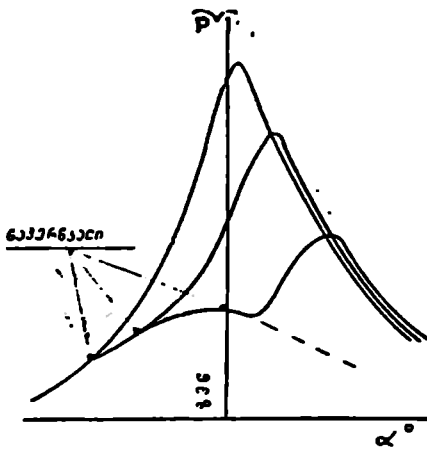
ანთების წინსწრების კუთხეზე დიდადაა დამოკიდებული დეტონაციისა და მიდრეკილება. წინსწრების კუთხის გადიდება იწვევს დეტონაციის წარმოქმნასა და გაძლიერებას.

წინსწრების კუთხის ყველაზე ხელსაყრელ სიდიდეს არჩევენ იმ ანგარიშით, რომ ძრავა ყველა რეჟიმზე მუშაობდეს დეტონაციის ზღვარზე და ავითარებდეს მაქსიმალურ სიმძლავრეს.

საწვავი ნარევის შედგენილობის გავლენა. საწვავი ნარევის შედგენილობაზე დამოკიდებულია წვის დროს სითბოს გამოყოფის ინტენსივობა და, შესაბამისად, ცილინდრში მყოფი აირის წნევა.

ცდებით დადასტურებულია, რომ ნარევის შედგენილობა დიდ გავლენას ახდენს წვისა და ალის გავრცელების სიჩქარეზე. მაქსიმალური სიჩქარე მიიღება მაშინ, როცა $\alpha = 0,8-0,9$; ერთ ან მეორე მხარეს α -ს ცვალებადობა იწვევს როგორც წვის, ისე ალის გავრცელების სიჩქარის შემცირებას. თუ α მცირდება $0,4$ -ზე ქვემოთ ან აღემატება $1,4$ -ს, ნარევი სათანადოდ მიაღწევს აალების უმაღლეს და უდაბლეს ზღვარს და აალება საერთოდ არ ხორციელდება.

ცდებით დადგენილია აგრეთვე, რომ კარბურატორიანი ძრავა ავითარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს რამდენიმედ გამდიდრებული ნარევით მუშაობის დროს ($\alpha = 0,8-0,9$). ხოლო საუკეთესო ეკონომიურობას იძლევა მაშინ, როცა ის მუშაობს ოდნავ გაღარიბებული ნარევით ($\alpha = 1,05-1,1$).



ნახ. 49. ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა ინდიკატორულ დიავრამაზე.

სხვადასხვა შედგენილობის ნარევი შოთხოვს ანთების წინსწრების კუთხის სხვადასხვა სიდიდეს. ანთების წინსწრების კუთხე უმცირესი უნდა იყოს მაშინ, როცა წვის სიჩქარე უდიდესია, ე. ი., როცა $\alpha = 0,8 \div 0,9$. ერთ ან მეორე მხარეს α -ს ცვლილების დროს საჭიროა ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.

რაც შეეხება ნარევის შედგენილობის გავლენას დეტონაციაზე. უნდა აღვნიშნოთ, რომ დეტონაციისაკენ ყველაზე ძლიერ მიდრეკილებას მივიღებთ მაშინ, როცა ცილინდრში აირის ტემპერატურა მაქსიმალური იქნება, ე. ი., როცა $\alpha = 0,9 \div 1$.

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გავლენა. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დიდადაა დამოკიდებული ცილინდრში შექმნილი გრიგალური მოძრაობის სიჩქარე; ამიტომ ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე.

გაძლიერებული გრიგალური მოძრაობა, რასაც ადგილი აქვს ბრუნთა რიცხვის გადიდების დროს, აუმჯობესებს ჰაერთან საწვავის შერევას და ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს. გარდა ამისა, ვინაიდან მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გადიდებას თან სდევს დგუშის სიჩქარის ზრდა, ცხადია, რომ ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად საჭირო გახდება ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.

დადროსელების გავლენა. კარბურატორიან ძრავაში დადროსელება ხორციელდება სადროსელო მისაფარის მიხურვით. მისი მიზანია ძრავის სიმძლავრის სურვილისამებრ შემცირება.

დადროსელება დაფუძნებულია ძრავის ცილინდრების შევსების სისტემის ჰიდრავლიკური წინაღობის ხელოვნურ გაზრდაზე, რის გამოც დადროსელების შედეგად მცირდება ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის წონა.

აღსანიშნავია, რომ მუხტის შემცირების ყველა შემთხვევა არ შეიძლება გავაიგიოთ დადროსელებასთან. ასე, მაგალითად, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტი მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის ან ატმოსფერული ჰაერის წნევის შემცირების დროს, მაგრამ ეს დადროსელებასთან დაკავშირებული არაა.

ავტომობილის მოძრაობის დროს, გზის პროფილისა და მოძრაობის ხასიათის მიხედვით, საჭიროა ძრავას სიმძლავრის მუდმივი ცვალებადობა; ამასთან დაკავშირებით სადროსელო მისაფარი მუდმივ მოძრაობაშია, ის ხან იღება და ხან იხურება და, მაშასადამე, ხორციელდება დადროსელება.

მოსკოვის ავტომექანიკურ ინსტიტუტში ჩატარდა გამოკვლევები იმის დასადგენად, თუ ექსპლოატაციის პირობებში სატვირთო ავ-

ტომობილს რა რეკიმებით უხდება უფრო ხშირად მუშაობა. გამო-
 იყვას, რომ ავტომობილის მუშაობის მთლიანი დროის 25%-ის განმავ-
 ლობაში ძრავას დატვირთვაა 0.15 Ne_{max} ; 65%-ის განმავლობაში —
 $(0.15 \div 0.75) Ne_{max}$; 10%-ის განმავლობაში კი $(0.75 \div 1.00) Ne_{max}$.

ეს შედეგები გვიჩვენებს, რომ სატვირთო ავტომობილის ექს-
 პლუატაციის პირობებში ძირითად რეკიმებს შეადგენს საშუალო და
 მცირე დატვირთვები; რაც შეეხება სრულ დატვირთვებს, ის შეადგენს
 მუშაობის მთლიანი დროის მცირე ნაწილს. სწორედ ამით არის გა-
 მოწვეული ამ საკითხისადმი დიდი ინტერესი. ცხადია, რომ, თუ დად-
 როსელებული ძრავას გაანგარიშებისა და შესწავლის შედეგად მო-
 სეუხდება ისეთი ღონისძიებების დასახვა და განხორციელება, რომ-
 ლებიც უზრუნველყოფენ მცირე დატვირთვებზე ძრავას მაჩვენებლუ-
 ბის გაუმჯობესებას. მაშინ მოხერხდება ავტომობილის საერთო ეკო-
 ნომიურობის გადიდება.

დადროსელების დროს ცილინდრში მყოფი აირის წნევისა და
 ტემპერატურის შემცირების გამო კლებულობს მიდრეკილება დეტო-
 ნაციისაკენ და იქმნება ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდების შესა-
 ძლებლობა.

კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე შეიძლება გამოვიანგარი-
 შოთ გამოსახულებიდან:

$$\epsilon_e = (\epsilon - 1) \frac{\eta_p}{\eta_c} + 1, \quad (75)$$

სადაც ϵ_e არის კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე;

ϵ — ძრავას კუმშვის ხარისხი სრული დროსელით მუშაობის
 დროს;

η_p — ძრავას შევსების კოეფიციენტი;

η_c — შევსების კოეფიციენტის სიდიდე, რომლისთვისაც გა-
 მოიანგარიშება კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე.

რაც შეეხება ზღვის დონიდან ადგილმდებარეობის სიმაღლის გავ-
 ლენას, მის შესახებ ქვემოთ იქნება ნათქვამი.

ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა. სასიმაღლო
 პირობებში ძრავას მუშაობის დროს საშუალო ნარევის წნევისა და ტემ-
 პერატურის ვარდნა დიდ გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინა-
 რეობაზე და მისი პარამეტრების სიდიდეზე. კერძოდ, მცირდება მიდ-
 რეკილება დეტონაციისაკენ, რაც შესაძლებლობას აქვს გაიზარდოს
 კუმშვის ხარისხი ან შემცირდეს გამოყენებული ბენზინის ოქტანური
 რიცხვი.

კარბურატორიანი ძრავას დეტონაციურმა გამოცდებმა, რომლებიც ჩატარდა ზღვის დონიდან სხვადასხვა სიმაღლეებზე. აჩვენა, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად მკვეთრად მცირდება მოცემული ძრავასათვის საჭირო ოქტანური რიცხვი.

სასიმალო პირობებში აღებული ინდიკატორული დიაგრამების დამუშავებამ აჩვენა, რომ სიმაღლის ზრდის დროს მნიშვნელოვნად ეცემა წვის მაქსიმალური p_c წნევა.

დადასტურდა ისიც, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის სიდიდე უმნიშვნელო გავლენას ახდენს სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის სიდიდეზე. პრაქტიკულად ეს გარემოება შეიძლება უგულებელვყოთ.

მხედველობაში მისაღებია ის, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს ჰაერის წნევა საწვავის ავზში კლებულობს, რის გამო მცირდება ბენზინის მიმწოდებელი ტუმბოს მწარმოელობა.

მართალია, ამავე დროს მცირდება აგრეთვე ძრავას ცილინდრებში მიწოდებული ბენზინის რაოდენობაც და, მაშასადამე, ტუმბოს მწარმოებლობის ვარდნამ არ უნდა მოახდინოს გავლენა ძრავას მუშაობაზე, მაგრამ ზოგჯერ არ არსებობს ერთნაირი თანაფარდობა ამ ორ პარამეტრს შორის, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს უთანაბრობა ბენზინის მიწოდებასა და მოხმარებას შორის.

კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა დიზელში მიმდინარე წვის პროცესზე

ძრავას კონსტრუქციული ფაქტორები უცვლელი რჩება ექსპლოატაციის პერიოდში. ისინი გადამწყვეტ გავლენას ახდენენ ძრავას სიმძლავრისა და ეკონომიურობის საწყის მაჩვენებლებზე.

კონსტრუქციული ფაქტორებიდან პირველ რიგში უნდა დავასახელოთ კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის კონსტრუქცია, დგუშის დასამზადებლად გამოყენებული მასალა და საწვავის გაფრქვევის ხარისხი.

განვიხილოთ იმ ფაქტორების გავლენა თვითაალებადი ძრავას მუშაობაზე ცალ-ცალკე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა. ძრავას კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას. რაც აუმჯობესებს შეფრქვეული საწვავის სწრაფი გაცხელების პირობებს და აგრეთვე ზრდის ჟანგბადის კონცენტრაციას ერთეულ მოცულობაში. ყოველივე ეს ამცირებს წვისათვის საწვავის შემზადების პერიოდს და აუმჯობესებს სამუშაო პროცესის მიმდინარეობას.

კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად მცირდება თვითაალების შეფერხების პერიოდი და წნევის ზრდის სიჩქარე, რის გამოც ძრავა რბილად იწყებს მუშაობას.

ოპტიმალურ სიდიდემდე კუმშვის ხარისხის გადიდებით შესაძლებელია მივაღწიოთ ძრავას საშუალო ინდიკატორული წნევისა და ეკონომიურობის მაქსიმუმს.

ოპტიმალურზე ზევით კუმშვის ხარისხის გადიდება არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს დიდი წნევების გამო ძრავას ნაწილებს დატვირთვა იზრდება. გარდა ამისა, კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატს ვერ ანახლავს გაფართოების დროს მიღებული მუშაობის ნამატი და ძრავას ეკონომიურობა უარესდება.

დასასრულ უნდა აღინიშნოს, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება მნიშვნელოვნად აადვილებს ძრავას ამუშავებას. სწორედ ეს გარემოებაა იმის მიზეზი, რომ კონსტრუქტორი აწესებს თვითაალებადი ძრავას კუმშვის ხარისხს, რომლის სიდიდე ზოგჯერ ოპტიმალურზე უფრო დიდია.

წვის კამერის კონსტრუქციის გავლენა. თვითაალებად ძრავებში საწვავი ნარევის შემზადების სირთულემ გამოიწვია ამ ძრავებისათვის მრავალი სხვადასხვა კონსტრუქციის წვის კამერის შექმნა.

თვითაალებადი ძრავას წვის კამერის არსებული კონსტრუქციები ორ ძირითად ჯგუფად შეიძლება დავეყოთ: განუყოფელი კამერები და გაყოფილი კამერები. პირველ შემთხვევაში წვა წარმოებს დგუშის ზემოთ მოთავსებულ ერთ მთლიან კამერაში, სადაც ხდება საწვავის უშუალო შეფრქვევა; მეორე შემთხვევაში კამერა გაყოფილია ორ ნაწილად და საწვავის წვა იწყება ერთ ნაწილში.

წვის კამერის კონსტრუქციაზე დიდადაა დამოკიდებული საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, რაც განსაზღვრავს წვის პროცესის მიმდინარეობას და ამის შედეგად მიღებულ ეფექტს.

წვის კამერის კონსტრუქცია განაპირობებს აგრეთვე კამერის მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემაზე ზედაპირისა და დანაკარგების სიდიდესაც.

გაყოფილ კამერებში ჰაერის გადასვლა წარმოებს კამერის ერთი ნაწილიდან მეორეში. ეს გარემოება ზრდის ჰიდრავლიკურ წინააღმდეგობას და დანაკარგებს. ამას ისიც უნდა დავამატოთ, რომ გაყოფილ კამერებში გაუყოფელ კამერასთან შედარებით მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემაზე ზედაპირი მეტი გამოდის, რაც გაყოფილი კამერის სითბოს დანაკარგებს ზრდის. ყოველივე ამის შედეგად გაუყოფელი კამერის მქონე ძრავას ეკონომიურობა მუდამ უფრო მა-

ღალია გაყოფილი კამერის მქონე ძრავასთან შედარებით. მიუხედავად ასეთი უპირატესობისა, თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებში დიდად გამოიყენება გაყოფილი კამერები. ეს იმით აიხსნება, რომ გაყოფილი კამერები მოითხოვს საწვავის მიმწოდებელი აპარატურის რთულ კონსტრუქციას, რის გამოც ასეთი ძრავა რთულია და ძვირი.

გაყოფილი კამერები სხვადასხვა კონსტრუქციის გვხვდება; ისინი შეიძლება სამ ნაწილად დავაჯგუფოთ: წინაკამერები, საპაერო კამერები და გრიგალური კამერები.

ამჟამად ფართოდ ვრცელდება დგუშის ტანში მოწყობილი კამერები. როგორც გამოცდის შედეგებიდან ჩანს, ჩვეულებრივ კამერებთან შედარებით მათ მნიშვნელოვანი უპირატესობანი აქვთ.

ზოგიერთი მეცნიერი თვლის, რომ თვითაალებადი ძრავებისათვის გაყოფილი კამერების გამოყენება დროებითი მოვლენაა და რომ საწვავის მიმწოდებელი აპარატურის კონსტრუქციის შემდგომი განვითარების საფუძველზე ისინი მთლიანად შეიცვლებიან გაყოფილი კამერებით. ამ მოსაზრებას ხელს უწყობს ის გარემოებაც, რომ გაყოფილი კამერის მქონე ძრავას ამუშავება გაყოფილი კამერის მქონე ძრავასთან შედარებით უფრო ადვილია.

წვის კამერის არსებული კონსტრუქციებიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ყველაზე დიდ მნიშვნელობებს იძლევა გაყოფილი კამერა. თუ გაყოფილი კამერის ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი იქნება η , მაშინ შეიძლება მივიღოთ:

გრიგალური კამერისათვის — 0,86 η ;

წინა კამერისათვის — 0,80 η .

დგუშის დასამზადებლად გამოყენებული მასალის გავლენა. დიზელების განვითარების პირველ პერიოდში დგუშის დასამზადებლად იყენებდნენ მხოლოდ თუჩს. ამჟამად დგუშების დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ ალუმინის მსუბუქ შენადნობებს.

რაც უფრო მეტად ცხელდება დგუშის ძირი. მით უფრო უკეთესად მიმდინარეობს დიზელის სამუშაო პროცესი, რადგანაც ეს იწვევს კემშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურის გადიდებასა და თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირებას. ამ თვალსაზრისით თვითაალებადი ძრავებისათვის თუჩის დგუშები ალუმინის შენადნობებისაგან დაზნადებულ დგუშებთან შედარებით უკეთესია.

ექსპერიმენტებიდან ჩანს, რომ ერთი და იმავე მაქსიმალური წნევის დროს ალუმინის დგუშებთან შედარებით თუჩის დგუშები იძლევა უფრო მაღალ სამუშაო ინდიკატორულ წნევას.

გარდა ამისა, მკვლევრები აღნიშნავენ, რომ თუჩის დგუშების

გამოყენების დროს ძრავა მუშაობს უფრო რბილად და ამასთანავე კლებულობს საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის ოპტიმალური სიღიღე.

მიუხედავად ასეთი უპირატესობისა, თუჯის დგუშები თანდათან გამოდის ხმარებიდან და მათ ადგილს იკავებს ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშები. ამის ძირითადი მიზეზი იმაში მდგომარეობს, რომ თუჯის დგუშები ორ-სამჯერ უფრო მძიმე გამოდის, ვიდრე ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშები. ეს იმას ნიშნავს, რომ მეორესთან შედარებით პირველ შემთხვევაში დგუშის მასით წარმოქმნილი მავნე ინერციის ძალები ორ-სამჯერ მეტი იქნება. ამ მოვლენას სწრაფსელიანი ძრავასათვის გადამწყვეტი მნიშვნელობა აქვს.

თუჯის ნაკლად ისიც უნდა ჩაითვალოს, რომ დგუშის ძირის გადამეტებული გაცხელება მნიშვნელოვნად აუარესებს დგუშის შემამკიდროებელი რგოლების მუშაობისა და შეზეთვის პირობებს.

ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ დიზელებში თუჯის დგუშების შეცვლა ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშებით აუმჯობესებს ძრავას ეფექტურ მაჩვენებლებს. ეს იმით აიხსნება, რომ მეორე შემთხვევაში ინერციის ძალების შემცირების გამო იზრდება ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლივობისა და გაფრქვევის ხარისხის გავლენა. საწვავის გაფრქვევის ხარისხი გულისხმობს გაფრქვეული ნაწილაკების სიმცირეს და ამ ნაწილაკების თანაბარ განაწილებას შეკუმშული ჰაერის მთელ მასაში. რაც უფრო მცირეა საწვავის ნაწილაკები, მით უფრო ერთგვაროვანია ნარევი, მით უფრო მეტია ჰაერთან საწვავის შეხების ზედაპირი და ამიტომ ნაკლებია წვისათვის საჭირო დრო.

ადრინდელი კონსტრუქციის ძრავებში საწვავის გაფრქვევა ჰაერის დახმარებით ხდებოდა. ეს იყო ე. წ. კომპრესორიანი დიზელები, სადაც ძრავასთან მიერთებული კომპრესორი აწარმოებდა მაღალი წნევის მქონე შეკუმშული ჰაერის გამომუშავებას. ეს ჰაერი მიემართებოდა ფრქვევანაში და აიძულებდა საწვავს შეფრქვეულოვო წვის კამერაში. ასეთი წესით ხერხდებოდა საწვავის საესვებით დამაკმაყოფილებელი გაფრქვევა, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, მაინც საჭირო გახდა გაფრქვევის ახალი სისტემის ძებნა. რადგანაც კომპრესორი და სხვა საჭირო მოწყობილობა ართულებდა კონსტრუქციას და მნიშვნელოვნად ზრდიდა ძრავას მასასა და გაზარიტებს. ეს განსაკუთრებით მოუხერხებელია სატრანსპორტო მანქანებისათვის.

ძრავების შემდეგი განვითარების საფეხური იყო ამჟამად არსე-

ბულო უკომპრესორო დიზელების შექმნა, სადაც საწვავის შეფრქვევის წვის კამერაში მექანიკურად ხდება შეკუმშული ჰაერის დახმარების გარეშე.

უშუალო შეფრქვევის ძრავებში, რომლებსაც აქვთ გაუყოფელი კამერები, საწვავი ნარევის შექმნის პირობები გაყოფილი კამერის მქონე ძრავებთან შედარებით უკეთესია. ესაა იმის მიზეზი, რომ გაყოფილკამერიან ძრავებში საჭიროა საწვავის უფრო ნაადრევი შეფრქვევა. გარდა ამისა, ასეთი ძრავები მოითხოვს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უფრო მაღალ მნიშვნელობებს.

საწვავის მიწოდების ხანგრძლივობა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს წვის პროცესზე და ძრავას სამუშაო პროცესის სხვა პარამეტრებზე. მიწოდებული საწვავის უცვლელი ჩაოდენობის დროს მიწოდების ხანგრძლივობის შეცვლით მიიღება სულ სხვადასხვა სახის ინდიკატორული დიაგრამები.

მიწოდების ხანგრძლივობა გამოისახება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით: ის დამოკიდებულია საწვავის ტუმბოს მუშის პროფილზე, ყვინთას დიამეტრზე და სხვ.

ამ ბოლო ხანებში ფართოდ გავრცელდა ე. წ. *M*-პროცესი. ასეთი პროცესის თავისებურება ის არის, რომ აქ საწვავი შეკუმშული ჰაერის მასაში კი არ შეიფრქვევა, არამედ მიემართება კუმშვის კამერის კედელზე, საიდანაც ფენობრივად ორთქლდება და ინტენსიურად იწვის.

გამოირკვა, რომ *M*-პროცესის გამოყენებით მიიღწევა ძრავას რბილი მუშაობა, საწვავის სრული წვა, ძრავას სიმძლავრისა და ეკონომიური მაჩვენებლების ზრდა, მაქსიმალური წნევის შემცირება და უხმაურო მუშაობა.

ხაექსპლოატაციო ფაქტორების გავლენა დიზელში მიმდინარე წვის პროცესზე

დიზელის ძირითადი საექსპლოატაციო ფაქტორებია: საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, სამუშაო ნარევის შედგენილობა, დატვირთვა, ბრუნთა რიცხვი, გავრილების ინტენსივობა და ატმოსფერული პირობები (სიმაღლე ზღვის დონიდან). ამ პარაგრაფში გარჩეულია აქ დასახელებული ფაქტორები.

საწვავის შეფრქვევის დასაწყისის გავლენა. საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი დიდ გავლენას ახდენს დიზელის მუშაობაზე.

შეფრქვევის მომენტის შეცვლა იწვევს ისეთი მნიშვნელოვანი

პარამეტრების ცვლილებას, ზოგორიდა: თვითალების შეფერხების პერიოდი, წნევის ზრდის სიჩქარე, წვის უდიდესი წნევა, წვის სისრულე და ხანგრძლივობა და სხვ.

ცხადია, რომ ძრავას მუშაობის მოცემული პირობებისათვის არსებობს საწვავის შეფრქვევის დაწყების საუკეთესო პომენტი, რომლის დროსაც მიიღწევა ძრავას უდიდესი სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

იმის გამო, რომ წვის სიჩქარეს სასრულო სიდიდე აქვს, ამიტომ საწვავის შეფრქვევა ყველა შემთხვევაში ზედა მკვდარ წერტილზე ადრე იწყება. თანამედროვე საავტოტრაქტორო თვითალებადი ძრავებისათვის საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხე იცვლება 10° - 30° ზღვრებში.

ოპტიმალურზე მეტად შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გადიდება იწვევს აალების შეფერხების პერიოდის გადიდებას, რასაც თან სდევს წნევის მკვეთრი ზრდა და დარტყმები.

მეტად არასასურველ შედეგს იძლევა აგრეთვე საწვავის ნაგვიანევი შეფრქვევა. ამ დროს წვა ძირითადად მკვდარი წერტილის შემდეგ მიმდინარეობს, ცილინდრის მოცულობის ზრდის პირობებში, რის შედეგადაც მცირდება ძრავას სიმძლავრე და მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

სამუშაო ნარევის შედგენილობის გაველენა. ღიზელებში სიმძლავრის რეგულირება ცილინდში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობის ცვალებადობით წარმოებს. იმის გამო, რომ ამ დროს ჰაერის რაოდენობა უცვლელი რჩება (თუ ბრუნთა რიცხვი მუდმივია). ძრავას სიმძლავრის შეცვლას სამუშაო ნარევის შედგენილობის ან. რაც იგივეა. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება მოსდევს.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდა წვის სიჩქარის გადიდებას იწვევს. ცდით დადასტურებულა, რომ მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს წვის პროცესზე მოსული დრო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უკუპროპორციულია. წვის სიჩქარის ზრდა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის სისრულეს აღიღებს, რის გამოც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას თან სდევს ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდება.

აღსანიშნავია, რომ, რაც უფრო დიდია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, მით უფრო ნაკლებია ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდის ინტენსივობა.

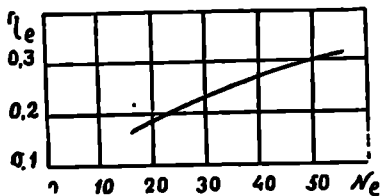
რაც უფრო უკეთესად წარმოებს საწვავის გაფრქვევა და ნარევის შექმნა, მით უფრო მეტად უახლოვდება ჰაერის სიჭარბის კოეფი-

ციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა ერთს. როგორც აღვნიშნეთ, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა განპირობებულია საწვავის სრული წვით და განისაზღვრება ძრავას მუშაობით ზოლის ზღვარზე.

ერთი ციკლის დროს მიწოდებული საწვავის რაოდენობის შემცირება იწვევს წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის შემცირებას. შემცირებული რაოდენობის სითბომ უნდა გააცხელოს იმავე რაოდენობის ჰაერი, რაც (როგორც შედეგი) იწვევს ძრავას ტემპერატურული რეჟიმის დაცემას.

დატვირთვის გავლენა. დატვირთვის გადიდებით მატულობს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობა და, მაშასადამე, წვის დროს გამოყოფილი სითბო; ეს ხელს უწყობს ძრავას ნაწილების უფრო მეტად გაცხელებას, ზრდის ტემპერატურას კუმშვის დასასრულს და ამით აღუმჯობესებს წვის პროცესის მიმდინარეობას.

დატვირთვის შემცირებას თან სდევს ციკლის წნევების შემცირება. ცდებით დადასტურებულია, რომ დატვირთვისა და წვის მაქსიმალურ წნევას შორის არსებობს სწორხაზობრივი დამოკიდებულება.



ნახ. 50. η_e -ს დამოკიდებულება დატვირთვაზე.

50-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ძრავას გამოცდის შედეგად მიღებული დამოკიდებულება ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტსა და დატვირთვის შორის. მცირე დატვირთვებით ძრავას მუშაობის დროს η_e -ს შემცირება იმით აიხსნება, რომ მატულობს ერთ ინდი-

კატორულ ცხენის ძალაზე მოსული მექანიკური დანაკარგები.

აღსანიშნავია, რომ დატვირთვის შემცირების დროს მატულობს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე, რაც იწვევს ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდებას.

ბ რ უ ნ თ ა რ ი ც ხ ვ ი ს გ ა ვ ლ ე ნ ა. ცილინდრში მიმდინარე პროცესი დიდადა დამოკიდებული მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვი გავლენას ახდენს ისეთ მნიშვნელოვან პარამეტრებზე, როგორცაა: თვითაალების შეფერხების პერიოდი, წვის სიჩქარე და სისრულე, საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, საწვავის გაფრქვევის ხარისხი და სხვ.

სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვით მომუშავე ზოგიერთი ძრავასაგან ართმეული ინდიკატორული დიაგრამები ადასტურებს, რომ ბრუნთა

რიცხვის ზრდის დროს მატულობს თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე, რაც ზრდის ძრავას მუშაობის სიხისტეს. არსებობს აგრეთვე ისეთი მონაცემები, რომლებიც შებრუნებულ მოვლენას ადასტურებენ (მაგალითად, ტ. მელქუმოვის გამოკვლევები).

ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს აგრეთვე ციკლის წნეების შემცირებას, რაც გადიდებული სიჩქარის დროს ცილინდრების შევსების შემცირებით აიხსნება.

გ ა გ რ ი ლ ე ბ ი ს ი ნ ტ ე ნ ს ი ე ო ბ ი ს გ ა ე ლ ე ნ ა. ძრავას ნაწილების გაცხელების ხარისხი, ძრავას მუშაობის რეჟიმის გარდა, დამოკიდებულია გამაგრილებელი წყლის (ან ჰაერის) ტემპერატურაზე.

ერთსა და იმავე პირობებში მომუშავე ძრავასათვის გამაგრილებელი წყლის ტემპერატურის ზრდა იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემოკლებას; ეს იმის გამო ხდება, რომ ცილინდრში შესული ჰაერი უფრო მეტად გაცხელებულ ნაწილებს ეხება, რაც იწვევს კუმშვის დასასრულს ტემპერატურის ზრდას.

ზ ლ ე ი ს დ ო ნ ი დ ა ნ ს ი მ ა ლ ლ ი ს გ ა ე ლ ე ნ ა. დიზელებში ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს მნიშვნელოვნად იცვლება ნარევეწარმოქმნისა და საწვავის წვის პირობები.

ატმოსფერული ჰაერისა და ცილინდრში მყოფი აირის წნევის შემცირება იწვევს საწვავის გაფრქვევის გაუარესებას. მუშა ნარევის მიკრო და მაკროსტრუქტურის დარღვევას, აალების შეფერხების პერიოდის გადიდებასა და საწვავის წვის სიჩქარის შემცირებას.

ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ დიზელების ზოგიერთი კონსტრუქციებისათვის შეიძლება დაშვებულ იქნეს მუშაობა საწვავის რამდენიმედ გადიდებული მიწოდებით იმ მიწოდებასთან შედარებით. რომლის დროსაც ხორციელდება ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის მუდმივობა.

მაგალითად, Д-54 ძრავამ ზღვის დონიდან 2300 მ სიმაღლეზე მოითხოვა საწვავის მიწოდება 9,3 კგ/სთ, რომლის დროსაც ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი ლეზულობდა საწყის მნიშვნელობას $\alpha = 1,70$; ამასთანავე, ბოლოს ზღვარი ამ სიმაღლეზე განხორციელდა მაშინ, როდესაც საწვავის მიწოდება შეადგენდა 10,5 კგ/სთ, ხოლო ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი იყო $\alpha = 1,45$.

შესაბამისად სიმძლავრის ვარდნა პირველ შემთხვევაში აღწევდა 30%-ს. მეორე შემთხვევაში კი 21%-ს.

ეს გარემოება იმით აიხსნება, რომ ჰაერის სიქარბის მაღალი მნიშვნელობის გამო დიზელს შესწევს ნაწილობრივი გადატვირთვის უნარი. რომელიც სიმაღლის მატების დროს ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო ნაკლებად საშიში ხდება.

ზღვის დონიდან სიმაღლის მატება გავლენას ახდენს საწვავის თვითაალების ტემპერატურასა და თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდეზე.

ცნობილია, რომ იმ გარემოს წნევა, სადაც უნდა მოხდეს თვითაალება, მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე. ჰაერის სიმკვრივის შემცირების დროს მცირდება ჰაერიდან საწვავისათვის სითბოს გადაცემა, რასაც თან სდევს მისი თვითაალების ტემპერატურის გადიდება.

სიმაღლეებისათვის 0-დან 4000 მ-მდე შეიძლება მივიღოთ, რომ ღიზელის საწვავის თვითაალების ტემპერატურა მატულობს 5°-ით სიმაღლის ზრდისას ყოველ 1000 მ-ზე.

აქვე შეიძლება აღვნიშნოთ, რომ კარბურატორიან ძრავებში, რომლებიც მუშაობენ კუმშვის დაბალი წნევის პირობებში; წარმოებს ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად საწვავის თვითაალების ტემპერატურის უფრო ინტენსიური მატება. ეს იმასთანაა დაკავშირებული, რომ, როცა ჰაერის წნევა 20 კგ/სმ²-ზე ნაკლებია (რაც არ გვხვდება ღიზელებში), იწყება თვითაალების ტემპერატურის მკვეთრი მატება.

§ 4. გაფართოებისა და განმეორების პროცესები

გაფართოების პროცესს წარმოადგენს დგუშის სამუშაო სელას, რომლის დროს სითბური ენერგია გარდაიქმნება მექანიკურ მუშაობად.

გაფართოების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში მყოფი აირი ტემპერატურა მნიშვნელოვნად აღემატება ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურას. რის გამოც სითბო გადაეცემა აირიდან კედლებს სითბოს გადაცემის პროცესის განხილვის ართულებს ის გარემოება, რომ დგუშის გადაადგილებასთან ერთად მცირდება აირის ტემპერატურა და მატულობს ცილინდრის კედლების ის ფართობი, რომელიც აირთან შეხებაშია.

გარდა ამისა, გაფართოების პროცესის განმავლობაში იწვის საწვავის ის ნაწილი, რომელმაც ვერ მოასწრო დაწვა π წერტილამდე, რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა. მაღალი ტემპერატურის პირობებში გაფართოების პროცესის განმავლობაში დამატებითი სითბო იმიტომაც გამოიყოფა, რომ ამ დროს ხდება დისოციაციის პროდუქტების აღდგენა.

დასახელებულ მოვლენებს თუ იმასაც დაემატებთ, რომ მაღალი წნევის გამო მუდამ ხდება აირის გაპარვა (კარგვა) დგუშის რგო-

ლებიდან, დავრწმუნდებით, რომ გაფართოების პროცესი წარმოადგენს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს.

გაანგარიშების დროს გაფართოების პროცესს პირობით იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს (ისევე, როგორც ეს იყო მიღებული კუშშვის პროცესისათვის). პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით არკვევენ. ამისათვის იცავენ შემდეგ პირობას: პოლიტროპული მუშაობა საშუალო მაჩვენებლით უნდა უდრიდეს ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით გაფართოების ნამდვილ მუშაობას.

აღსანიშნავია, რომ კუშშვის პროცესის საწინააღმდეგოდ გაფართოების პროცესის განმავლობაში აირისათვის სითბოს მიწოდება იწვევს საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას, ხოლო სითბოს არინება — მაჩვენებლის ზრდას. მაქსიმალური სიმძლავრით მომუშავე შიგა წვის ძრავასათვის გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება $n_g = 1,22$ - $1,30$ ზღვრებში.

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

გაფართოების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიღრმეზე დიდ გავლენას ახდენს სხვადასხვა ფაქტორი. განვიხილოთ ზოგი მათგანი.

წვის სიჩქარის გავლენა. რაც უფრო დიდია წვის სიჩქარე, მით უფრო მაღალია პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი. ეს იმით აიხსნება, რომ წვის სიჩქარის გაზრდით მცირდება საწვავის ის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ამის გამო ამ პროცესის დროს ნაკლებია სითბოს მიწოდება აირისათვის და (როგორც შედეგი) მაჩვენებელი მატულობს.

საწვავის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების პროცესის განმავლობაში, დამოკიდებულია სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტზე. რაც უფრო მაღალია ეს კოეფიციენტი ან, სხვაგვარად რომ ვთქვათ, რაც უფრო სრულად მიმდინარეობს წვა, მით უფრო მაღალია პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი.

ბრუნთა რიცხვის გავლენა. ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს მცირდება წვისა და გაფართოების პროცესების ხანგრძლივობა. გაფართოების პროცესის სწრაფი მიმდინარეობა ამცირებს სითბოს დადაკემას ცილინდრის კედლებზე, წვის პროცესის ხანგრძლივობის შესაძირება კი ზრდის იმ საწვავის რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების დროს. ორივე და-

სახელმწიფო ფაქტორი ხელს უწყობს გაფართოების პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ამას ისიც ემატება, რომ პროცესის სწრაფი მიმდინარეობის დროს მცირდება აირის გაპარვა დგუშის რგოლებიდან, რაც ზრდის ცილინდრში მყოფი აირის წნევას და ამით აგრეთვე ამცირებს მაჩვენებლის სიდიდეს.

ზემოაღნიშნულიდან ჩანს, რომ ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდა მუდამ გამოიწვევს გაფართოების პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას.

გაფართოების პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებლის მიახლოებითი სიდიდის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ფორმულა

$$n_g = 1,22 + \frac{130}{n},$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის გაფართოების პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება 1,22-დან 1,27 ზღვრებში.

ცილინდრის ზომების გავლენა. დგუშის სელისა და ცილინდრის დიამეტრის ფარდობის მუდმივობის დროს ცილინდრის მოცულობის ზრდა იწვევს გაფართოების პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იმიტომ ხდება, რომ ცილინდრის მოცულობის გადიდებას თან სდევს ცილინდრში მყოფი აირის მოცულობის ურთიულობა მთლიანი გამაგრებული ფართობისა და, მაშასადამე, აირიდან კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობის შემცირება.

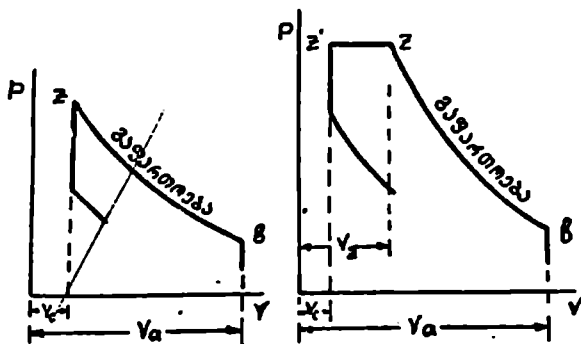
შებრუნებულ სურათს მივიღებთ, თუ ცილინდრის მუდმივი მოცულობის დროს გავადიდებთ დგუშის სელისა და დიამეტრის ფარდობას.

დატვირთვის გავლენა. ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულირების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის შემცირების დროს აირის წნევა წვის დასასრულს მცირდება, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს წვის სიჩქარეს და ზრდის საწვავის იმ რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაფართოების განმავლობაში. ყოველივე ეს ამცირებს პოლიტიკის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეს. ავტორის მიერ საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორების დროს მიღებული იყო მთლიანი დროსელით მუშაობისას $n_g = 1,36$, ხოლო მიხურული დროსელით ძრავას მუშაობისას — $n_g = 1,09$.

თვითაალებად ძრავაშიც დატვირთვა გავლენას. ახდენს პოლიტროპის მაჩვენებელზე. დატვირთვის შემცირებით მცირდება ძრავის ტემპერატურა, რაც, თავის მხრივ, სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს. აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ თვითაალებად ძრავაში დატვირთვის შემცირება იწვევს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას.

აირის წნევა და ტემპერატურა გაფართოების დასასრულს

51-ე ნახაზზე ნაჩვენებია გაფართოების მრუდები სწრაფი წვისა და შერეული ციკლებისათვის. პირველ შემთხვევაში გაფართოება იწყება z წერტილში და მთავრდება b წერტილში; მეორე ციკლში z' -დან z -მდე წარმოებს წინასწარი გაფართოება, ხოლო z -დან b -მდე გაფართოება.



ნახ. 51. გაფართოების მრუდები.

გაფართოების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საანგარიშოდ საკმარისია b და z წერტილებისათვის გამოვიყენოთ პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები.

$$p_b V_b^{n_b} = p_z V_z^{n_b}$$

და

$$T_b V_b^{n_b - 1} = T_z V_z^{n_b - 1},$$

საიდანაც მივიღებთ:

კარბურატორიანი ძრავასათვის

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_b} = \frac{p_z}{g^{n_b}} \quad (76)$$

და

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma_b - 1} = \frac{T_z}{\delta^{\gamma_b - 1}}; \quad (77)$$

თვითაალებადი ძრავასათვის

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma_b} = p_z \left(\frac{\rho}{\delta} \right)^{\gamma_b} = \frac{p_z}{\delta^{\gamma_b}}. \quad (78)$$

და

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma_b - 1} = T_z \left(\frac{\rho}{\delta} \right)^{\gamma_b - 1} = \frac{T_z}{\delta^{\gamma_b - 1}}. \quad (79)$$

წინა გარდაქმნების დროს მიღებული იყო, რომ სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებისათვის $\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_c}{V_a} = \frac{1}{\delta}$, ხოლო თვითაალებადი ძრავებისათვის $\frac{V_z}{V_b} = \frac{1}{\delta}$, სადაც δ გაფართოების ხარისხია. გარდა ამისა, ადვილად მიიღება, რომ

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_b} = \frac{\rho}{\delta}.$$

გამოყვანილი ფორმულების მიხედვით გაფართოების დასასრულს p_b წნევისა და T_b ტემპერატურის გაანგარიშება იძლევა სიდიდეებს: კარბურატორიანი ძრავებისათვის

$$p_b = 0,3 \div 0,5 \text{ მნ/მ}^2 \quad (3 \div 5 \text{ კგ/სმ}^2)$$

და

$$T_b = 1400 \div 1800 \text{ K};$$

დიზელებისათვის:

$$p_b = 0,2 \div 0,4 \text{ მნ/მ}^2 \quad (2 \div 4 \text{ კგ/სმ}^2)$$

და.

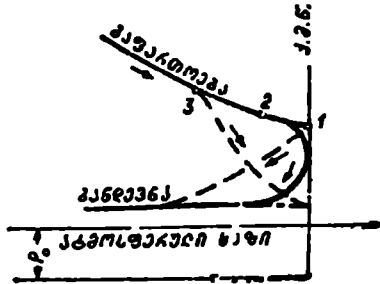
$$T_b = 800 \div 1300 \text{ K}.$$

მოყვანილი მონაცემებიდან ჩანს, რომ ყარბურატორიან ძრავასთან შედარებით თვითაალებადი ძრავები გაფართოების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ნაკლებ სიდიდეებს იძლევა. ეს იმით აიხსნება, რომ თვითაალებად ძრავებში წარმოებს წვის პროდუქტების ძლიერი გაფართოება და, გარდა ამისა, წვის დასასრულს ტემპერატურა შედარებით დაბალია.

განდევნის პროცესი

განდევნის პროცესი იწყება გაფართოების პროცესის დასასრულს, გამოშვები სარქველის გაღების მომენტრიდან და გრძელდება დგუშის მთელი სვლის განმავლობაში; განდევნა მთავრდება გამოშვები სარქველის დახურვის მომენტში, რაც, ჩვეულებრივ, ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ წარმოებს.

გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჭერ კიდევ არ არის დამთავრებული გაფართოების პროცესი. გამოშვები სარქველის გაღების ასეთი წინსწრების აუცილებლობის გასარკვევად განვიხილოთ 52-ე ნახაზზე ნაჩვენები ინდიკატორული დიაგრამა (ნახაზზე ნაჩვენებია დიაგრამის ნაწილი).



ნახ. 52. გამოშვები სარქველის გაღების მომენტის გაცნობის ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

გამომშვებმა სარქველმა ქვედა მკვდარ წერტილში რომ დანიჭოს გაღება (წერტილი 1), მაშინ სარქველის მცირე ვასავალი კვეთის გამო ნაპუშეარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოსვლას; ამის შედეგად განდევნის სვლის დასრულებამდე უკუწნევა მაღალი იქნება, რაც ინდიკატორული დიაგრამის ფართობსა და ძრავას სიმძლავრის შემცირებას გამოიწვევს.

ძრავას სიმძლავრე იმ შემთხვევაშიც შექცირდება, თუ გამოშვები სარქველი მეტად ადრე გაიღება (წერტილი 3). ეს მოხდება იმის გამო, რომ გაფართოების დასასრულს წნევის ხაზი მკვეთრად დაეცემა და გამოიწვევს ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის შემცირებას.

ყველაზე უფრო სრულ ინდიკატორულ დიაგრამას და მის მაქსიმალურ ფართობს მივიღებთ მაშინ, თუ სარქველი გაიღება მე-2 წერტილში.

ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, გამოშვები სარქველის გაღების მომენტისათვის, აირის წნევა და ტემპერატურა ცილინდრში ამდენადმე აღემატება p_0 -სა და T_0 -ს.

ცილინდრიდან აირების გამოდევნის მიზეზზე დამოკიდებულ-
ბით განდევნის პროცესი იყოფა სამ პერიოდად.

განდევნის პირველი პერიოდი იწყება სარქველის გაღების მომენ-
ტიდან და მთავრდება ქვედა მკვდარ წერტილთან. ამ პერიოდში გან-
დევნა წარმოებს მნიშვნელოვანი სიდიდის ქარბი წნევის გამო;
აირის განდევნის სიჩქარე ამ დროს კრიტიკულზე მეტია და აღწევს
400-600 მ/წმ-ს. პირველი პერიოდის დასასრულისათვის წნევა ცი-
ლინდრში მცირდება და სიჩქარე კრიტიკულზე ნაკლები ხდება.

განდევნის მეორე პერიოდის დროს, რომელიც გრძელდება დგუ-
შის მთლიანი სვლის განმავლობაში, აირების გამოდევნა წარმოებს
დგუშის მოქმედებით.

განდევნის მესამე პერიოდს წარმოადგენს ცილინდრიდან აირის
გამოსვლა ინერციით და გამომშვები მილის გამომშოვი მოქმედების
გავლენით. ამ მიზეზების გამო განდევნა შეიძლება მიმდინარეობდეს
მკვდარი წერტილის შემდეგაც. ამიტომ, როგორც ცნობილია, გამომ-
შვები სარქველი იკეტება განსაზღვრული დაგვიანებით.

§ 6. ძრავიდან გამოვალქვილი ნაფუთვარი აირების ტოქსიკოლოგია

შეგაწვის ძრავას ცილინდრებიდან გამოვალქვილი ნაფუთვარი
აირების ქიმიური ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისინი შეიცავენ ტოქსიკურ
შემდგენებს და ატმოსფერულ ჰაერში მათი დიდი კონცენტრაციის
დროს ქმნიან ადამიანის არსებობისათვის საშიშ პირობებს.

ტოქსიკური შემდგენების რაოდენობა ნაფუთვარ აირებში დამო-
კიდებულია ძრავას ტიპზე, მის მუშაობის რეჟიმზე, გამოყენებულ საწ-
ვავზე, კვებისა და ნარევეწარმოქმნის სისტემების რეგულირებასა და
ძრავას ტექნიკურ მდგომარეობაზე.

ყველაზე მეტად საშიშია ავტომობილის ძრავიდან გამოვალქვილი
აირების ტოქსიკურობა, რადგანაც ისინი ქალაქებში და დასახლებულ
პუნქტებში დიდი რაოდენობით იურიან თავს და ქმნიან ატმოსფერული
ჰაერის მოწამვლის საშიშროებას. ასეთი საშიშროება განსაკუთრებით
მოელის ისეთ დიდ ქალაქებს, რომლებიც ჩავარდნილ ადგილებში არი-
ან განლაგებული და სადაც ჰაერის მოძრაობა შეზღუდულია.

დიდ ქალაქებში ატმოსფერული ჰაერის მოწამვლის საშიშროება
კიდევ უფრო მოიმატებს მომავალში, რადგანაც ავტომობილების რა-
ოდენობა თანდათან მატულობს.

როგორც ლიტერატურული წყაროები გვიჩვენებს, ამჟამად ყვე-
ლაზე მძიმე მდგომარეობაშია ამერიკის შეერთებული შტატების დიდი
ქალაქები და ლონდონი, სადაც ქარიანი ამინდების სიმციროს
გამო უკანასკნელ ხანებში აღრიცხულია ავტომობილების ნაფუთვარი

აირებით ხალხის მასობრივი მოწამელის რამდენიმე შემთხვევა.

ლოს-ანჯელესში, ხშირად, მზიან ამინდში ამჩნევენ თხელი ღრუბლის მსგავს ნისლს, რომელიც იწვევს ადამიანის თვალებისა და სასუნთქი ორგანოების გაღიზიანებას, მცენარეულობის დაღუპვასა და რეზინის (საბურავების) რღვევას. ყველაფერი ეს ძირითადად გამოწვეულია ავტომობილის ძრავიდან გამობოლქვილი აირების ტოქსიკური შემდგენებით, რომლებსაც ემატება ქალაქში მომუშავე სხვა შიგაწვის ძრავების ნამუშევარი აირები და აგრეთვე საყოფაცხოვრებო და საწარმოო ღუმლების წვის პროდუქტები.

ზემოაღნიშნულიდან ცხადი ხდება, რომ დაუყოვნებლივ უნდა იქნეს მიღებული გადაწყვეტი ზომები, რათა კაცობრიობას ჩამოსცილდეს ასეთი საშიშროება.

საკითხის რადიკალური გადაწყვეტა იქნებოდა შიგაწვისძრავებიანი ავტომობილების ნაცვლად ელექტრომობილების გამოყენება, მაგრამ ამ საკითხის გადაწყვეტაში ბევრი სირთულეა დასაძლევია.

უფრო რეალურია ისეთი შიგაწვის ძრავების შექმნა, რომელთა ნამუშევარი აირები შეიცავენ ტოქსიკურ შემდგენთა მინიმალურ რაოდენობას.

საქმე ის არის, რომ, თუ ცილინდრებში საწვავი სრულად დაიწვეება, მაშინ წვის პროდუქტებში ტოქსიკური ელემენტები თითქმის არ იქნება. ტოქსიკური შემადგენლების რაოდენობა მკვეთრად მატულობს მაშინ, როდესაც ხდება საწვავის არასრული წვა. საწუხაროდ, საწვავის სრული დაწვა ცილინდრებში (განსაკუთრებით ზოგიერთ რეჟიმზე) ძნელად განსახორციელებელია, რის გამოც მიზანშეწონილია ისეთი დამატებითი მოწყობილობების გამოყენება, რომელშიაც გაივლის ნამუშევარი აირი და იქ დაასრულებს საწვავის წვას.

დიდი ყურადღება უნდა მიექცეს ძრავას კვების სისტემის სწორ რეგულირებას, რადგანაც ამ რეგულირების დარღვევას შეუძლია გამოიწვიოს ნამუშევარ აირებში ტოქსიკური შემდგენლების 5—6-ჯერ გადიდება.

საკიროა ვიცოდეთ, რომ ატმოსფერულ ჰაერში ტოქსიკური ნივთიერებანი გამოიყოფა არა მარტო ნამუშევარი აირებიდან, არამედ აგრეთვე ძრავას კარტერში მოხვედრილი აირებიდანაც. ჩატარებული ცდები გვიჩვენებს, რომ ატმოსფერულ ჰაერში მოხვედრილი ტოქსიკური ნივთიერებიდან 14÷40% მოდის კარტერიდან გამოყოფილ აირზე.

ეს იმას ნიშნავს, რომ ყველა საავტომობილო ძრავაში უნდა განხორციელდეს კარტერის ვენტილაცია, ე. ი. იქ მყოფი აირების გამოწოვა და ძრავაში მათი დაბრუნება.

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ შიგაწვის ძრავას ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობას შეუძლია დიდი ზიანი მიაყენოს ადამიანებს მაშინაც, როცა ისინი გამოყენებულია შახტებში, საამქროებში, გვირაბებში და სხვა ადგილებში, სადაც გაძნელებულია სრულყოფილი ვენტილაცია.

შიგაწვის ძრავას ნამუშევარი აირში მყოფი ტოქსიკური შემადგენები იყოფა ოთხ ჯგუფად:

1. ნახშირეანგი — უფერული აირი. ატმოსფერულ ჰაერში მისი დიდი კონცენტრაციის დროს ხდება სისხლიდან ენგებადის გამოდევნა.

2. ნახშირწყალბადები, რომელთა ნაირსახეობამ შეიძლება 150-ს მიაღწია. ის წარმოიქმნება საწვავის არასრული წვის დროს. გამაღიზიანებლად მოქმედებს თვალებზე და სასუნთქ ორგანოებზე.

3. აზოტის ენგეულები, რომლებიც წარმოიქმნება ძრავას მუშაობისას მაღალი ტემპერატურის პირობებში.

აზოტის ენგეულები მზის სინათლის ფოტოქიმიური ზეგავლენით შედის რეაქციაში ნახშირწყალბადურ შენაერთებთან და ქმნის მომწამლავ ნისლს, რომელიც მკვეთრად მოქმედებს რეზინზე, ქსოვილებზე, მცენარეულობაზე და აგრეთვე ცხოველთა ფილტვებსა და ლორწოვან გარსზე.

4. ტყვიის შენაერთები, რომლებიც გამოიყოფა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავა მუშაობს ტეტრაეთილური ტყვიის შემცველი ეთილირებული ბენზინით.

ეს შენაერთები ქმნის ძლიერ შხამს, რომელიც მოქმედებს ადამიანის მთელ ორგანიზმზე. ის განსაკუთრებით საშიშია ბავშვებისათვის.

ნარჩენ აირებთან ერთად შეიძლება აგრეთვე გამოიყოს კვარტლი მტვრისებრი ნაწილაკების სახით და, რაც ყველაზე მეტად საშიშია, — კონცეროგენული ნივთიერებანი. ცხადია, ძრავები, რომლებიც გამოყოფენ კონცეროგენულ ნივთიერებებს, არ უნდა გამოვიყენოთ.

ტოქსიკურ ნივთიერებათა კონცენტრაციის შესაფასებლად ასახელებენ ამ ნივთიერების რაოდენობას პროცენტობით ან რაოდენობას მოცულობის ერთეულში (მგ/ლ), საზღვარგარეთის ლიტერატურაში ხშირად გვხვდება სიდიდე ppm, რომელიც წარმოადგენს ნაწილების რაოდენობას მილიონზე ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, 0,0001% -ს. ასე, მაგალითად, თუ 1 მილიონ კუბურ სანტიმეტრ ჰაერში 370 კუბური სანტიმეტრი ნახშირწყალბადია, მაშინ შეიძლება ვთქვათ, რომ ჰაერში ნახშირწყალბადის კონცენტრაცია შეადგენს 370 ppm-ს.

ვ. მარშალმა და რ. პიურნიმ ჩაატარეს სპეციალური სამუშაო, რომელიც მიზნად ისახავდა სატვირთო ავტომობილებისა და ავტობუსებისათვის გამოყენებული დიზელების გამობოლქვილი ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობის გამოკვლევას.

სპეციალურ სტენდზე გამოცდილი იყო ოთხი ძრავა: ორტაქტიანი, დაბალი და მაღალი ბრუნვების მქონე ოთხტაქტიანი და ჩაბერვის მქონე ოთხტაქტიანი.

გამოცდამ აჩვენა, რომ ორტაქტიანი დიზელის ნამუშევარი აირები ხასიათდება ნახშირწყალბადების დიდი კონცენტრაციით და აზოტის ჟანგეულების მცირე შემცველობით.

ჩაბერვის მქონე ოთხტაქტიანი ძრავას მუშაობა კი, პირიქით, ხასიათდებოდა ნახშირწყალბადების მცირე, ხოლო აზოტის ჟანგეულების მაღალი კონცენტრაციით. აღრიცხულია აგრეთვე ამ შემთხვევაში ბოლვის ყველაზე მცირე დონე.

რაც შეეხება ოთხტაქტიან, შეწოვით მომუშავე ძრავებს, შემჩნეული იყო, რომ ყველაზე ხელსაყრელ შედეგებს (მცირე კონცენტრაცია ნახშირწყალბადებისა და აზოტის ჟანგეულებისა) იძლევა ასეთი ტიპის საშუალო ბრუნთა რიცხვის მქონე დიზელები. მაღალ ბრუნთა რიცხვზე ეს უპირატესობა იკარგება.

გამოცდის შედეგებმა აჩვენა, რომ ყველა ტიპის ძრავაში აზოტის ჟანგეულების მაქსიმალური კონცენტრაცია შეესაბამება დიზელის მუშაობას სრული დატვირთვით. დადგინდა იქნა აგრეთვე, რომ ნამუშევარ აირებში ნახშირწყალბადების რაოდენობა არაა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტთან პირდაპირ დამოკიდებულებაში.

1966 წელს კალიფორნიაში დაწესებული იყო წვის პროდუქტებში ტოქსიკურ კომპონენტთა რაოდენობის შეზღუდვა. კერძოდ, ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის დაშვებული იყო ნახშირყვანის რაოდენობა მოცულობით 1,5%-მდე და ნახშირწყალბადების რაოდენობა არა უმეტეს 275 ppm, დამოუკიდებლად ძრავას ლიტრაჟისა. ეს წესები შემდეგ მიღებულ იქნა ამერიკის შეერთებული შტატებისათვის მთლიანად. ნაპრაულებია, რომ უახლეს მომავალში ეს ნორმა, შესაბამისად, იქნება 1% და 180 ppm.

იაპონიაში, ბენზინით მომუშავე საავტომობილო ძრავებისათვის, ნამუშევარ აირებში მკვენი ნივთიერების დასაშვები რაოდენობა დაწესებულია იმ ვარაუდით, რომ ავტომობილის მიერ ვაკე უბანზე ერთი კლომეტრის გავლის დროს ატმოსფეროში გამობოლქვილ მინარევთა რაოდენობა იყოს:

ნახშირყვანგი არა უმეტეს 26,0 გ,

ნახშირწყალბადები — 3,8 გ,

აზოტის ჟანგეულები — 3,0 გ.

საბჭოთა კავშირში ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობა რეგლამენტირებულია სტანდარტით ГОСТ 16533-70.

ნამუშევარ აირებში ნახშირყვანის მაქსიმალურად დასაშვები რაოდენობა, ძრავას უქმი სვლით მუშაობისას, შეადგენს 4.5%-მ.

ოჯოჯოც აღენიშნეთ, წვის პროდუქტების უფრო მეტად ტოქსიკური შემდგენელი ნახშირყვანგი და ნახშირწყალბადები. ევროპაში ნახშირწყალბადების არსებობა ატმოსფეროში ჭერჭერობით არ წარმოადგენს დიდ საშიშროებას, თუმცა ზოგ შემთხვევაში შეიძლება გამოიწვიოს თავის ტკივილი.

რაც შეეხება აზოტის ქანგეულებს, ისინი მეტად ტოქსიკურია და შეუძლიათ გამოიწვიონ სასუნთქი ორგანოების ქრონიკული დაავადება და ზოგ შემთხვევაში სიკვდილიც. მაგრამ ძრავას გამობოლქვულ აირებში მათი რაოდენობა ძლიერ მცირეა და ჭერ ჩვენთან არ წარმოადგენს საშიშროებას. აზოტის ქანგეულების უფრო საშიში წყაროა საოჯახო და საწარმოო ღუმლები.

ნახშირწყალბადების გამოყოფის წყარო შეიძლება სხვათაშინ ელთად იყოს საწვავის ორთქლი, რომელიც გამოდის საწვავი ავზის საქშენიდან. დაკვირვებამ აჩვენა, რომ საშუალოდ ერთ ავტომობილზე თვეში მოდის 4.5 ლ აორთქლებული ბენზინი. ამ გარემოებასაც უნდა მიეჭყეს სათანადო ყურადღება.

შემჩნეულია, რომ ნამუშევარი აირში ტოქსიკური შემდგენელი მით უფრო მეტია, რაც უფრო დიდია წვის კამერის ზედაპირის ფარდობა მის მოცულობასთან. ამ თვალსაზრისით მრავალცილინდრიან ძრავას ჯობს მცირე რაოდენობის უფრო დიდი ცილინდრების მქონე ძრავა. ამავ თვალსაზრისით მიზანშეწონილია დგუმის სვლისა და ცილინდრის დიამეტრს შორის ფარდობის შემცირება.

მნიშვნელობა ექნება აგრეთვე აირგანაწილების ფაზების შერჩევას და. ეერძოდ. სარქვლების გადახურვას.

ჯანკელის ტპის როტორული ძრავების გავრცელებასთან დაკავშირებით უნდა ითქვას, რომ მათში ფარდობა წვის კამერის ზედაპირსა და მის მოცულობას შორის დიდია და ამიტომ ხელსაყრელი პირობები არაა შექმნილი მათში ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობის შესამცრობლად.

ზოდი იმედი იყო დამყარებული ბენზინით მომუშავე ძრავებში კობურატორის მაგიერ საწვავის შეფრქვევის გამოყენებაზე. სამწუხაროდ. ეს იმედი არ გამართლდა.

ნამუშევარი აირების შედგენილობაზე დიდ გავლენას ახლენს ატმოსფერული პირობები.

ამასთან დაკავშირებით ტესიროგის. ოღზავას და უტრამას მიერ (იაპონია) ჩატარებულ იქნა სპეციალური გამოკვლევები. რის შედეგადაც დადგინდა ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების (ტემპერატურა, წნევა და ტენიანობა) გავლენა საავტომობილო ძრავას ნამუშევარი აირების შედგენილობაზე. ოთხტაქტიანი ბენზინის ძრავა ($N_e = 20$ ცხ. ძ, $n = 5500$ ბრ/წთ) ჩადგმულ იქნა 200 ლ მოცულობის მქონე

ნე კამერაში, რომელიც აღქურვილი იყო ჰაერის ტემპერატურის, წნევისა და ტენიანობის გასაზომი მოწყობილობებით. ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებებისა 0-დან 50°C-მდე (ყოველი 5°-ის შემდეგ) ნომინალური დატვირთვით ძრავას მუშაობის დროს ნახშირწყალბადების შემცველობა იცვლებოდა 100 ნაწილაკიდან (როცა $n = 5500$ ბრ/წთ) და 230 ნაწილაკიდან (როცა $n = 4500$ ბრ/წთ), შესაბამისად, 220 და 350 ნაწილაკამდე მილიონზე. CO-ს შემცველობა სათანადოდ შეიცვალა 2,5-დან და 4-დან 8 და 9%-მდე. როცა ძრავას დატვირთვა იყო ნომინალურის ნახევარი, ხოლო ბრუნთა რიცხვი იცვლებოდა 1500-დან 5500 ბრ-წთ-მდე, ტემპერატურა კი 0-დან 50°C-მდე, ყველაზე არახელსაყრელი იყო რეჟიმი 1500 ბრ/წთ, რომელზედაც CO-ს შემცველობა შეადგენდა 5,5%-ს 0°C-ს დროს და 9%-ს 40°C-ს დროს. ნახშირწყალბადების შემცველობა კი ამ დროს გაიზარდა, შესაბამისად, 400-დან 1500 ნაწილაკამდე მილიონზე. სხვა ბრუნებზე მუშაობის დროს ტემპერატურის გავლენა ნაკლებად შესამჩნევი იყო. ჰაერის წნევის შეცვლისას 600-დან ($H = 1800$ მ) 800 მმ ვერცხ. წყ. სვეტამდე, 20°C პირობებში CO-ს შემცველობა იცვლებოდა 10,5-დან 5,5%-მდე, ნახშირწყალბადების შემცველობა კი — 350 ნაწილაკიდან 200 ნაწილაკამდე მილიონზე.

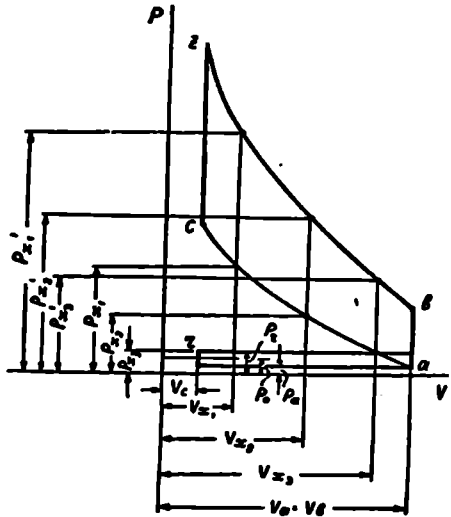
როცა ერთდროულად შეიცვალა წნევა 600-დან 800 მმ ვერცხ. წყ. სვ-მდე, ხოლო ტენიანობა და ტემპერატურა იყო: 20% და 0°C; 20% და 40°C; 100% და 40°C, მაშინ CO-ს შემცველობა, სათანადოდ, შეადგენდა 600 მმ ვერცხ. წყ. სვ. დროს: 9,1; 11,9 და 12%, ხოლო ნახშირწყალბადების შემცველობა 440, 705 და 600 ნაწილაკს მილიონზე, მაშინ კი, როცა წნევა იყო 760 მმ ვერცხ. წყ. სვ., CO-ს შემცველობა იყო 2,7; 7,6 და 8,9%, ხოლო ნახშირწყალბადები—190; 335 და 480 ნაწილაკი მილიონზე. ჰაერის ტენიანობის 20-დან 100%-მდე გადიდებით CO-ს შემცველობა გაიზარდა 1%-ით, ნახშირწყალბადებისა კი 150 ნაწილაკით მილიონზე.

საბჭოთა კავშირში ატმოსფერული ჰაერის სიწმინდის საკითხმა იმდენად სერიოზული სახე მიიღო, რომ მეცნიერებისა და ტექნიკის სახელმწიფო კომიტეტმა განსაზღვრა კვლევების დიდი მოცულობა, რაც უნდა ჩატარდეს ამ მიმართულებით, და ამავე მიზნებისათვის გახსნა სპეციალური სამეცნიერო დაწესებულება — „ნეიტრალიზაციის და ავტომობილებისა და ტრაქტორების ენერგეტიკის პრობლემათა ცენტრალური სამეცნიერო-კვლევითი და საცდელსაკონსტრუქტორო ლაბორატორია“.

ზემდგომი ორგანოების გადაწყვეტილებით, ნაკლები ტოქსიკურობის გამო დიდ ქალაქებში ავტოტრანსპორტი გადაყვანილი უნდა იქნეს აიროვან საწვავზე.

ნამდვილი ციკლის დამახასიათებელი წერტილების პარამეტრების გამოთვლის შემდეგ შესაძლებელია ძრავას თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის აგება. არსებობს აგების ორი ხერხი, რომლებიც განხილულია ქვემოთ.

პირველი ხერხი. pV კოორდინატებში, მიღებული მასშტაბის დაცვით, მონიშნავენ ინდიკატორული დიაგრამების დამახასიათებელ წერტილებს (r, a, c, z, b), რომელთა პარამეტრები განსაზღვრული იყო ცალკე პროცესების თბური გაანგარიშების დროს. ამის შემდეგ მოცემულობის შესაბამის მონაკვეთს V_c -დან V_a -მდე ყოფენ რამდენიმე ნაწილად (არანაკლებ სამი) და ყოველი დანაყოფის შესაბამისი მოცულობისათვის ანგარიშობენ წნევებს კუმშვისა და გაფართოებისათვის. გამონგარიშებული წნევების სიდიდეს დიაგრამაზე ნიშნავენ სათანადო წერტილებით, რომელთა შეერთება მოგვცემს კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპებს. სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავას ინდიკატორული დიაგრამის აგების მაგალითი ნაჩვენებია 53-ე ნახ-ზე. აქ აბსცისის მონაკვეთი მკვდარ წერტილებს შორის გაყოფილია სამ ნაწილად, რომლებსაც შეესაბამება მოცულობები V_{x1}, V_{x2}, V_{x3} მიღებული დანაყოფებისათვის წნევები გამოანგარიშებულია ტოლობებით

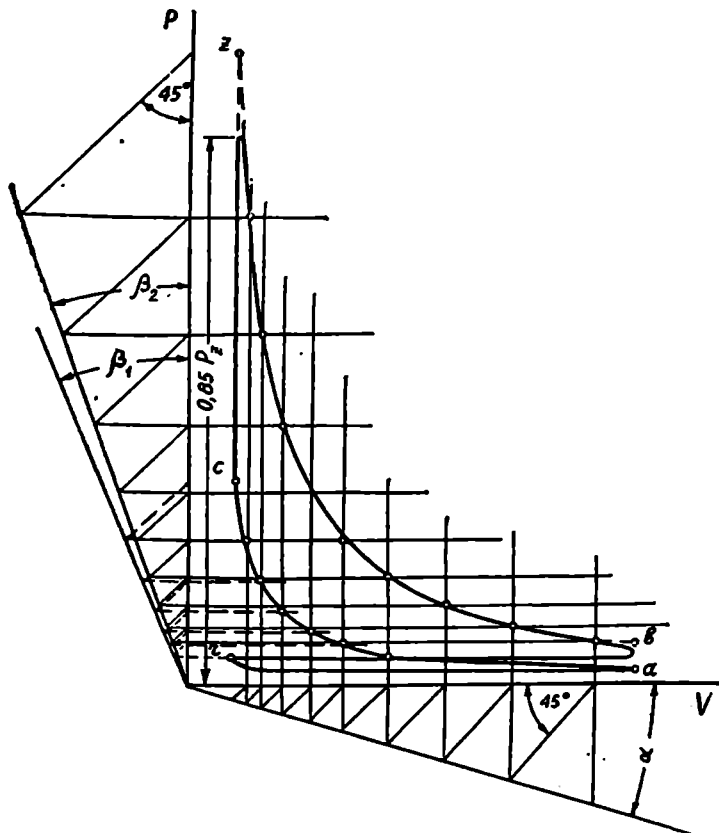


ნახ. 53. ინდიკატორული დიაგრამის აგების პირველი ხერხი.

$$\left. \begin{aligned}
 p_{x1} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x1}} \right)^{n_s} \\
 p_{x2} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x2}} \right)^{n_s} \\
 p_{x3} &= p_a \left(\frac{V_a}{V_{x3}} \right)^{n_s}
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l}
 \text{კუმშვის პოლი-} \\
 \text{ტროპისათვის}
 \end{array}
 \left. \begin{aligned}
 p'_{x1} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x1}} \right)^{n_b} \\
 p'_{x2} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x2}} \right)^{n_b} \\
 p'_{x3} &= p_b \left(\frac{V_b}{V_{x3}} \right)^{n_b}
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l}
 \text{გაფართოე-} \\
 \text{ბის პოლი-} \\
 \text{ტროპისათვის}
 \end{array}$$

გამოთვლილი წნევების სათანადო წერტილების შეერთება გვაძლევს კუმშვის ac და გაფართოების zb პოლიტროპებს. ამის შემდეგ თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის მისაღებად საკმარისია გავატაროთ p_a და p , წნევების მიხედვით შეწოვისა და განდევნის ხაზები და აგრეთვე ერთმანეთთან შევავერთოთ c , z და a , b წერტილები.

მეორე ხერხი. pV კოორდინატებში, მასშტაბის დაცვით, ნიშნავე ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებს. კუმშვისა და გაფართოების პოლიტროპების ასაგებად ატარებენ აბსცისათა ღერძთან α კუთხით დახრილ სხივს და ორდინატთა ღერძთან β_1 და β_2



ნახ. 54.. ინდიკატორული დიაგრამის აგების მეორე ხერხი.

კუთხეებით დახრილ ორ სხივს (ნახ. 54). β_1 კუთხით დახრილი სხივი გამოიყენება კუმშვის პოლიტროპის ასაგებად, ხოლო β_2 კუთხით დახრილი სხივი — გაფართოების პოლიტროპის ასაგებად. ჩვეულებრივ, α კუთხეს შეარჩევენ აგების მოხერხებულობის თვალსაზრისით 20-; 25° ზოვრებში, რის შემდეგ β_1 და β_2 კუთხეებს ანგარიშობენ ტოლობებით

$$\text{tg } \beta_1 = (1 + \text{tg } \alpha)^{n_1} - 1.$$

$$\text{tg } \beta_2 = (1 + \text{tg } \alpha)^{n_2} - 1.$$

დიაგრამის აგების შემდეგი თანმიმდევრობა ნათლად ჩანს 128-ე ნახ-ზე და ცალკე განმარტებას არ მოითხოვს.

ზემოაღწერილი წესით აიგება თეორიული ინდიკატორული დიაგრამა, რომელიც შემდეგ, ნამდვილ დიაგრამასთან მიახლოების მიზნით, მოითხოვს სათანადო მომრგვალებას გადასვლის წერტილებში. ასეთი „მომრგვალებული“ დიაგრამა, მსხვილი ხაზით, ნაჩვენებია 128-ე ს. ა. - 1. ე.

მუშა ციკლის ზოგადი ნაჩვენებები

§ 1. საშუალო ინდიკატორული წნევა

ზოგადი განმარტება. ცილინდრში მიღებული სიმძლავრე დამოკიდებულია ციკლის განმავლობაში აირის მიერ განვითარებული წნევის სიდიდეზე, რომელიც მუდმივ ცვლილებას განიცდის. სიმძლავრის გამოანგარიშების გამარტივებისათვის ხელსაყრელია შემოვიღოთ ცნება ისეთი პირობითი, მუდმივი სიდიდის მქონე საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ, რომელიც თითქოს მოქმედებს დღუშის მხოლოდ ერთი სელის განმავლობაში და ასრულებს იმდენ მუშაობას, რამდენსაც სინამდვილეში აირები ერთი ციკლის დროს.

მომუშავე ძრავასათვის ინდიკატორულ წნევას არკვევენ მისგან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით; ითვალისწინებენ იმ მოსაზრებას, რომ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობი განსაზღვრულ მასშტაბში გამოსახავს ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ მუშაობას და, მაშასადამე, თუ ამ ფართობს გავყოფთ დიაგრამის სიგრძეზე, მივიღებთ ს შუალ ინდიკატორულ წნევას.

55-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სქემა, რომლის საშუალებითაც ადვილია საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ ცნებას ვარკვევა. როგორც ჩანს, თუ ინდიკატორული დიაგრამის ფართობს სწორკუთხედის სახით წარმოვიდგენთ, მაშინ მისი სიმაღლე გამოსახავს საშუალო ინდიკატორულ წნევას. ეს დასკვნა შემდეგი მოსაზრებიდან დასტურდება: თუ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას გავამრავლებ დღუშის ფართობზე $\frac{\pi D^2}{4}$. მივიღებთ დღუშზე მოქმედ მთლიან P ძალას, რომლის ნამრავლი დღუშის S სელაზე მოგვეცემს, პირობის თანახმად, ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ A_i მუშაობას. ამრიგად

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S = A_i$$

ან

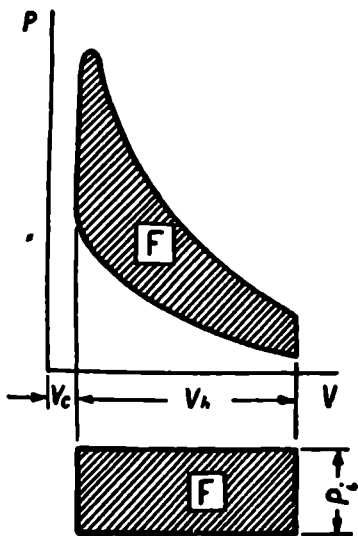
$$p_i V_h = A_i,$$

(80)

საიდანაც

$$p_i = \frac{A_i}{V_h}.$$

შ. აქვევე ძრავასათვის A_1 ანგარიშება მისი ინდიკატორული დიაგრამის ფართობის პლანიმეტრიებით, ხოლო V_h წარმოადგენს ამავე



ნახ. 55. სქემა საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ ცნების გააარკვევად.

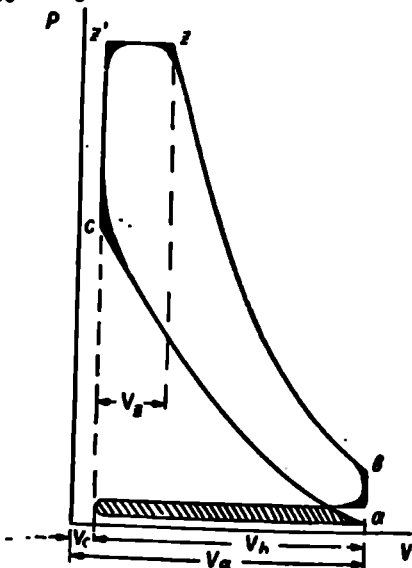
საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვალებელი დიაგრამისათვის.

56-ე ნახაზზე ნაჩვენებ შერეული ციკლის ინდიკატორულ დიაგრამაზე წახაზულია მომრგვალების გამო დაკარგული ფართობი და აგრეთვე ის ფართობი, რომელიც მოქცეულია განდევნისა და შეწოვის ხაზებს შორის. ის გამოსახავს შეწოვასა და განდევნაზე დახარჯულ მუშაობას (ტუმბოსებრ და ნაქარგებს).

$z'z$ და zb პროცესების განმავლობაში წარმოებს აირების გაფართოება და სრულდება მუშაობა. ac პროცესის დროს აირების კუმ-

დიაგრამის სიგრძეს შოცულობისათვის შერჩეულ მასშტაბში.

დასაპროექტებელი ძრავასათვის, ჩვეულებრივ, ჯერ არკვევენ. საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას თეორიული, დაუმრგვალებელი ინდიკატორული დიაგრამისათვის, ხოლო შემდეგ გამოიანგარიშებენ ნამდვილ საშუალო ინდიკატორულ p_i წნევას, რომელიც დამრგვალებულ დიაგრამას შეესაბამება.



ნახ. 56. შერეული ციკლის ინდიკატორული დიაგრამა.

შეაზე იხარჯება განსაზღვრული მუშაობა. ამის მიხედვით ციკლის გახ მავლობაში შესრულებული სასარგებლო მუშაობა შეიძლება გამოვ-სახოთ ტოლობით

$$A = A_{z'-z} + A_b - A_a \quad (81)$$

სადაც $A_{z'-z}$ არის აირების მიერ შესრულებული მუშაობა წინასწარი გაფართოების დროს (პროცესი $z'-z$);

A_b — აირების მიერ შესრულებული მუშაობა გაფართოების დროს (პროცესი zb);

A_a — კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა (პროცესი ac).

$z' - z$ პროცესი გამოსახავს მუდმივი წნევით აირების მუშაობას წინასწარი გაფართოების დროს, რის გამოც

$$A_{z'-z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z (V_z - V_c). \quad (82)$$

მუშაობა $z-b$ უბანზე განისაზღვრება, როგორც n_b საშუალო მაჩვენებლის მქონე გაფართოების პოლიტროპის შესაბამისი მუშაობა:

$$A_b = \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_b - 1}. \quad (83)$$

ასევე $a-c$ უბანზე დახარჯული მუშაობა იქნება n_a საშუალო მაჩვენებლის მქონე კუმშვის პოლიტროპის მუშაობის ტოლი

$$A_a = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_a - 1}. \quad (84)$$

მიღებული ტოლობები შევიტანოთ (81) გამოსახულებაში, მივიღებთ

$$A = p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_b - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_a - 1}. \quad (85)$$

თუ გავიხსენებთ, რომ:

1. არის წნევის ზრდის ხარისხი:

ρ — წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი;

δ — გაფართოების კოეფიციენტი.

მაშინ შეიძლება დავწეროთ

$$p_z = \lambda p_c; \quad V_z = \rho V_c; \quad p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_b}} = \frac{\lambda p_c}{\delta^{n_b}};$$

$$V_b = V_a = \varepsilon V_c \quad \text{და} \quad p_a = \frac{p_c}{\varepsilon^{n_a}}.$$

აღნიშნულ თანაფარდობებს თუ შევიტანთ (85) ტოლობაში. მივიღებთ

$$A = \lambda p_c (\rho V_c - V_c) + \frac{\lambda p_c \rho V_c - \frac{\lambda p_c}{\delta^{n_b}} \varepsilon V_c}{n_b - 1} - \frac{p_c V_c - \frac{p_c}{\varepsilon^{n_j}} \varepsilon V_c}{n_j - 1}$$

აწ

$$A = \lambda p_c V_c (\rho - 1) + \frac{\lambda p_c \rho V_c}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\rho \delta^{n_b}} \right) - \frac{p_c V_c}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right);$$

თუ ფრჩხილებს გარეთ გამოვიტანთ $p_c V_c$ სიდიდეს, გვექნება

$$A = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\rho \delta^{n_b}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (86)$$

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის მისაღებად საჭიროა A მუშაობა გავყოთ V_A -ზე. თუ გავიხსენებთ, რომ

$$\frac{V_c}{V_A} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad \text{და} \quad \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{V_a}{V_c} : \frac{V_z}{V_c} = \delta,$$

მაშინ ადვილად მივიღებთ შერეული ციკლის თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელ ფორმულას

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (87)$$

მიღებული ფორმულა შეიძლება განვიხილოთ. როგორც დაუმრგვალებელი დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის ზოგადი გამოსახულება. რადგანაც სხვა ციკლები წარმოადგენს შერეული ციკლის კერძო შემთხვევებს.

ციკლისათვის მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით (სწრაფი წვის ციკლი), როცა $\rho = 1$ და $\delta = \varepsilon$, (87) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_j - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_j - 1}} \right) \right]. \quad (88)$$

ციკლისათვის მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით (თანდათანობითი წვის ციკლი). როცა $\lambda = 1$. გვექნება:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_p - 1}} \right) \right]. \quad (89)$$

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა. დამრგვალებული ინდიკატორული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევა ან. სხვანაირად რომ ვთქვათ, ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოითვლება მუშაობის იმ დანაკარგის გათვალისწინებით, რომელიც დიაგრამის დამრგვალებითაა გამოწვეული. გარდა ამისა, ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოთვლისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ აირის შეწოვასა და განდევნაზე დასაჯული მუშაობა (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

ამის მიხედვით ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოთვლელად შეიძლება დავწეროთ ტოლობა:

$$p_i = p'_i - \Delta p, \quad (90)$$

სადაც η აირის დიაგრამის დამრგვალების კოეფიციენტი და ცვალებადობს 0.92-0.97 ზღვრებში;

$\Delta p = p_r - p_a$ — ტუმბოსებრი დანაკარგები.

სრული დატვირთვით მომუშავე სხვადასხვა ძრავასათვის მიახლოებით შეიძლება მივიღოთ:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის $p_r = 0,8 - 1,1$ მნ/მ²;
2. ოთხტაქტიანი დიზელებისათვის $p_r = 0,6 - 1,0$ მნ/მ².

აღსანიშნავია, რომ კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით თვითაალებადი ძრავების საშუალო ინდიკატორული წნევა ნაკლებია. ეს იმით აიხსნება, რომ თანამედროვე თვითაალებადი ძრავა მუშაობს ჰაერის დიდი სიქარბით. რაც იწვევს ცილინდრის მოცულობის არასრულ გამოყენებას და სითბოს დამატებით ხარჯს ჰაერის გასაცხელებლად.

§ 2. საშუალო ენთალპი წნევა

საშუალო ინდიკატორული წნევა განსაზღვრავს იმ სიმძლავრეს, რომელსაც აირები ავითარებს ცილინდრში. ძრავას მოძრავ ნაწილებში შექმნილი ხახუნისა და ძრავას დამხმარე მექანიზმების აძვრისათვის უნდა დაიხარჯოს განსაზღვრული მუშაობა (ეგრეთ წოდებული

ხახუნის მუშაობა); ამიტომ ცილინდრში განვითარებული სიმძლავრე მუდამ მეტი იქნება იმ ეფექტურ სიმძლავრეზე, რომელიც მიიღება მუხლა ლილვზე და რომელიც ფაქტიურად შეიძლება გამოვიყენოთ დანიშნულებისამებრ.

მეტად ხელსაყრელ შედეგს მივიღებთ, თუ შემოვიღებთ ცნებას საშუალო ეფექტური წნევის შესახებ, რომელიც წარმოადგენს პირობითს, სინამდვილეში არარსებულ წნევას და განსაზღვრავს ძრავას ეფექტურ სიმძლავრეს. ცხადია, რომ საშუალო ეფექტური წნევა მუდამ ნაკლები იქნება საშუალო ინდიკატორულ წნევაზე და მისი სიდიდე შეიძლება წარმოვიდგინოთ ტოლობით

$$p_e = p_i - p_b, \quad (91)$$

სადაც p_b არის პირობითი წნევა, რომელიც შეესაბამება ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს.

p_b ხშირად ხახუნის წნევას უწოდებენ; მისი სიდიდე დამოკიდებულია ძრავას ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვის გაზრდით ხახუნის წნევა მატულობს, რაც მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალების გაზრდითა და მოხახუნე ზედაპირებზე წნევის გადიდებით აიხსნება.

ხახუნის წნევის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი ემპირიული ტოლობები:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_b = (0.35 + 0.0005n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0.035 + 0.00005n) \text{ მფ/მ}^2.$$

დიზელებისათვის:

$$p_b = (0.4 + 0.0013n) \text{ კგ/სმ}^2 \approx (0.04 + 0.00013n) \text{ მფ/მ}^2.$$

ეფექტური წნევის საშუალო სიდიდე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეადგენს 0.6-1.0 მფ/მ², დიზელებისათვის კი 0.5-0.8 მფ/მ².

§ 2. ძრავას სიმძლავრე

საექსპლოატაციო გამოთვლებისათვის საკმარისია ძრავას მუხლა ლილვზე განვითარებული ეფექტური სიმძლავრის განსაზღვრა; ამასთანავე საჭიროა ძრავას ინდიკატორული, ლიტრული, საგადასახადო და სხვა სიმძლავრეთა ცოდნა. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ინდიკატორული სიმძლავრე. თუ ძრავას საშუალო ინდიკატორული წნევაა p_i , ხოლო D და S ცილინდრის დიამეტრი და დგუმის სვლაა, მაშინ არის მიერ შესრულებული მუშაობა ერთ ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში იქნება

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} S.$$

წუთში მუხლა ლილვის n ბრუნთა რიცხვის დროს ჰერცობით გამოსახული ციკლების სიხშირე ოთხტაქტიანი ძრავასათვის იქნება

$$f = \frac{n}{2.60} \text{ ჰც.}$$

ამის გამო აირების მიერ ერთ ცილინდრში შესრელებული მუშაობა ერთ წაშში მიიღებს გამოსახულებას

$$\rho_1 \frac{\pi D^2}{4} S f.$$

თუ ρ_1 გამოსახულია ნიუტონობით კვადრატულ მეტრზე (ნ/მ^2), ხოლო D და S მეტრობით, მაშინ ნამრაველი $\rho_1 \frac{\pi D^2}{4}$ გამოსახავს ძალის სიდიდეს ნიუტონობით, ხოლო ნამრაველი $\rho_1 \frac{\pi D^2}{4} S$ იქნება ჯოვლებით გამოხატული მუშაობა.

იმის გამო, რომ ჯოვლებით გამოხატული მუშაობა 1 წაშში გვაძლევს 1 ვატს, შეგვიძლია i ცილინდრიანი ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის საანგარიშოდ დავწეროთ გამოსახულება

$$N_i = \rho_1 \frac{\pi D^2}{4} S f i = \rho_1 V_n f i \text{ ვტ} = \rho_1 V_n f i \cdot 10^{-3} \text{ კვტ.}$$

პრაქტიკულად უფრო მარჯვეა ρ_1 გამოვსახოთ მეგანიუტონობით კვადრატულ მეტრზე (მნ/მ^2), ხოლო V_n — ლიტრობით, მაშინ

$$N_i = \rho_1 V_n f i \text{ კვტ.}$$

ძრავას გამოცდის დროს იზომება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში (n), რის გამოც ხელსაყრელია გამოსაანგარიშებელ ფორმულაში სიხშირის მაგიერ მისი შეტანა. თუ გამოვიყენებთ მათ შორის ზემონაჩვენებ დამოკიდებულებას, შეიძლება საბოლოოდ მივიღოთ:

ოთხტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{\rho_1 V_n n i}{120} \text{ კვტ.} \quad (92)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{\rho_1 V_n n i}{60} \text{ კვტ.} \quad (93)$$

სუ სუქიჩი იქსება ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრა ცხესის ძალეებით. მაშინ უნდა გამოვიყენოთ ფორმულები:
ოტბტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n_i}{900} \text{ ცხ. ძ.} \quad (94)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h n_i}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (95)$$

ამ უკანასკნელ ფორმულებში p_i -ის განზომილებაა კგ/სმ², ხოლო V_h -ის განზომილება — ლიტრი.

ეფექტური სიმძლავრე. მუხლა ლილვზე განვითარებული ეფექტური სიმძლავრე გამოიანგარიშება საშუალო ეფექტური წნევის მიხედვით. ინდიკატორული სიმძლავრის ანალოგიურად მივიღებთ:

ოტბტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{120} \text{ კვტ.} \quad (96)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{60} \text{ კვტ.} \quad (97)$$

შესაძლებელია აგრეთვე გამოვიყენოთ ფორმულები:
ოტბტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{900} \text{ ცხ. ძ.,} \quad (98)$$

ორტაქტიანი ძრავასათვის

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (99)$$

ამ ფორმულებში V_h -ის განზომილებაა ლიტრი, ხოლო n -ისა — ბრ/წთ. რაც შეეხება p_e -ს, მისი განზომილება პირველ ორ ფორმულაში იქნება მნ/მ², ხოლო უკანასკნელ ფორმულებში — კგ/სმ².

ვინაიდან ეფექტური სიმძლავრე მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე (სიმძლავრის ნაწილი იხარკება ძრავას მექანიკურ წინაღობათა დაძლევაზე), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ:

$$N_e = N_i - N_s.$$

ამ ტოლობაში სიდიდე N_s ძრავას მექანიკურ წინაღობათა დაძლევისათვის საჭირო სიმძლავრეა და მას ხშირად ხახუნის სიმძლავრეს უწოდებენ.

ძრავას მექანიკურ დანაკარგებს ქმნის მოძრავ ნაწილებში არსებული ხახუნი და დამხმარე მექანიზმები, რომელთა აძვრაზე სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება.

ზოგიერთი ავტორი ტუმბოსებრ დანაკარგებს (მეწოვა, განდევნა) იხილავს მექანიკურ დანაკარგებთან ერთად. ასეთ შემთხვევაში საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოიანგარიშება ამ დანაკარგების გარეშე.

ლიტრული სიმძლავრე. მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის ფარდობას ძრავას ლიტრაჟთან ლიტრული სიმძლავრე ეწოდება. ეს პარამეტრი გამოსახავს ცილინდრების სამუშაო მოცულობის გამოყენების ხარისხს.

განმარტების საფუძველზე

$$N_e = \frac{Ne}{V_h i}. \quad (100)$$

თუ ამ გამოსახულებაში (96) ტოლობის მიხედვით შევიტანთ N_e სიდიდეს, მივიღებთ

$$N_e = \frac{p_e R}{120}. \quad (101)$$

საგადასახადო სიმძლავრე. საფინანსო ორგანოები ავტომობილისათვის სატრანსპორტო გადასახადის დასაწესებლად ჩვეულებრივად ანგარიშობენ ძრავას ეგრეთ წოდებულ საგადასახადო სიმძლავრეს.

ეს სიმძლავრე პირობითია და უფრო მეტად გამოსახავს ძრავას ზომას, ვიდრე მის ნამდვილ სიმძლავრეს. საბჭოთა კავშირში საგადასახადო სიმძლავრის გამოსაანგარიშებლად მიღებულია შემდეგი ფორმულა:

$$N = 0,3 iSD^2, \quad (102)$$

სადაც D არის ცილინდრის დიამეტრი, სმ;

S — დგუშის სვლა, მ;

i — ცილინდრების რაოდენობა.

ზოგადი განმარტება. თუ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გარდაიქმნა ეფექტურ მუშაობად, შევუფარდებთ დახარჯულ სითბოს, მივიღებთ ეგრეთ წოდებულ ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტს (η_e). ეს კოეფიციენტი აღრიცხავს როგორც სითბურ, ისე მექანიკურ დანაკარგებს.

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი სარგებლობა მეტად ხელსაყრელია საბოლოო შედეგის შეფასებისათვის, მაგრამ არაა საკმარისი მაშინ, როდესაც გვჭირდება დანაკარგთა ცალკეული სახეების განსაზღვრა და ანალიზი; ამიტომ დანაკარგებს ანაწილებენ ცალკე ჯგუფებად და ანგარიშობენ ამ ჯგუფების შესაბამის მარგი ქმედების კოეფიციენტებს.

შიგაწვის ძრავების თეორიაში, გარდა ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტისა, გვხვდება თერმული, ფარდობითი, ინდიკატორული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტები.

თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი. იდეალური ციკლის განხილვის დროს ნაჩვენები იყო, რომ მის ერთადერთ დანაკარგს მაცივარში სითბოს არინება წარმოადგენს.

რეალურ ძრავაში სითბოს ასეთი არინება ძირითადად ცხელი ნაწიშევიარი აირის გამოდევნის სახით წარმოებს.

ეს დანაკარგი თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგს წარმოადგენს, ურომლისოდ არ შეიძლება ციკლის განხორციელება.

თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგებს აღრიცხავს თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (η_t). რომელიც წარმოადგენს ციკლის განმავლობაში სასარგებლოდ გამოყენებული სითბოს შეფარდებას მიწოდებულ სითბოსთან.

η_t -ს გამოსაანგარიშებლად თერმოდინამიკის კურსში მოცემულია შემდეგი ფორმულები:

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი მოცულობის დროს წარმოებს,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^{\lambda-1}}; \quad (103)$$

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი წნევის დროს წარმოებს,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^{\lambda-1}} \frac{p^{\lambda-1}}{k(p-1)}; \quad (104)$$

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\lambda-1}} \frac{\lambda \rho^{\lambda-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (105)$$

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი გვიჩვენებს, თუ რა ნაწილს შეადგენს ძრავას ცილინდრში აირების მიერ ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა იმ თეორიულად შესაძლებელი მუშაობისას, რომელიც შეიძლება მიგველო იდეალურ ძრავაში.

ამრიგად, ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_h = \frac{L_1}{L_m}. \quad (106)$$

სადაც L_1 არის ცილინდრში ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა;

L_m — ციკლის თეორიულად შესაძლებელი მუშაობა.

განმარტება გვიჩვენებს, რომ η_h აღრიცხავს დამატებით დანაკარგებს თეორიული ციკლიდან ნამდვილ ციკლამდე და აღარ ითვალისწინებს თერმოდინამიკურად აუცილებელ და მექანიკურ დანაკარგებს.

ნამდვილ ძრავაში დამატებით დანაკარგებს იწვევს სითბოს გადაცემა აირიდან ცილინდრისა და სხვა ნაწილების კედლებზე და აგრეთვე არასრულყოფილი წვა. დამატებით დანაკარგებს ქმნის აგრეთვე გამოშვებები სარქველების ნაადრევად გაღება და აირის გაპარვა (კარგვა) ცილინდრსა და დგუმს შორის.

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ძრავას კონსტრუქცია, კუმშვის ხარისხის სიდიდე, საწვავი ნარევის მოშადების ხარისხი და შედგენილობა, ნარევის აალების მომენტი, სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტები და მუხლალილის ბრუნთა რიცხვი.

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი (η_1) გამოსახავს ინდიკატორულ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს რაოდენობის შეფარდებას მთლიანად დახარჯულ სითბოსთან.

განმარტებიდან ჩანს, რომ ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი აერთიანებს ყველა იმ დანაკარგს, რომლებიც აღრიცხული რყო თერმული და ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტებით (თერმოდინამიკურად აუცილებელი და დამატებითი დანაკარგები), რის გამოც შეიძლება დავწეროთ

$$\eta_i = \eta_i \eta_{ii} \quad (107)$$

მომუშავე ძრავას ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვარკვიოთ ძრავას გამოცდით, რისთვისაც საჭიროა გავიგოთ ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე და გავზომოთ საწვავის საათობრივი ხარჯი ($G_{\text{სა}}$). ასეთ შემთხვევაში, ერთი საათის განმავლობაში N_i კვტ სიმძლავრის მქონე ძრავაში შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა იქნება $N_i \cdot 3600$ კჯ, დაზარჯული სითბო კი $G_{\text{სა}} H_u$ კჯ. რის გამოც მივიღებთ

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 3600}{G_{\text{სა}} H_u} \quad (108)$$

სადაც H_u კჯ/კგ არის საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა.

ხელსაყრელია, რომ გაანგარიშებებში შევიტანოთ საწვავის კუთრი ხარჯი (g_i), რომელიც წარმოადგენს საწვავის ხარჯს ერთ კილოვატზე ერთი საათის განმავლობაში და გამოითვლება ტოლობით

$$g_i = \frac{G_{\text{სა}} \cdot 1000}{N_i} \text{ გ/კვტსთ.} \quad (109)$$

თუ ერთმანეთს დაუკავშირებთ (108) და (109) გამოსახულებებს, გვექნება

$$\eta_i = \frac{1000 \cdot 3600}{g_i H_u} \quad (110)$$

თუ ცნობილია η_i , მაშინ შეიძლება გამოვთვალოთ საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი შემდეგი ფორმულით:

$$g_i = \frac{1000 \cdot 3600}{\eta_i H_u}$$

თუ ერთი კგ საწვავის დაწვით მიღებული ინდიკატორული მუშაობა იქნება A_i , მაშინ ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ დამოკიდებულებით:

$$\eta_i = \frac{A_i}{H_u}$$

შეიძლება აგრეთვე დავწეროთ

$$A_i = \rho_i V_h$$

ან. რადგან

$$V_h = V_c (z - 1),$$

$$A_i = \rho_i V_c (z - 1).$$

გარდა ამისა, ცნობილია, რომ

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c.$$

საიდანაც

$$V_c = \frac{8314 M_c T_c}{p_c}.$$

რის გამოც

$$A_i = \frac{p_i (\epsilon - 1) 8314 M_c T_c}{p_c}.$$

ხოლო

$$\eta_i = \frac{p_i (\epsilon - 1) 8314 M_c T_c}{p_c H_u}.$$

თუ საწვავის თბოუნარიანობის განზომილება იქნება კგ/კგ. მაშინ მივიღებთ

$$\eta_i = \frac{p_i (\epsilon - 1) 8,314 M_c T_c}{P_c H_u}. \quad (111)$$

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ძრავას მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ითვალისწინებს ყველა მექანიკურ დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (112)$$

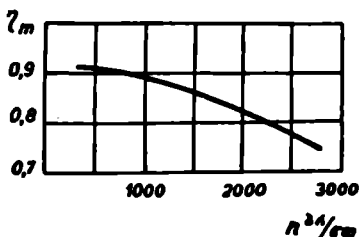
ვინაიდან $N_e = N_i - N_b$, ამიტომ შეიძლება აგრეთვე დაწეროთ

$$\eta_m = 1 - \frac{N_b}{N_i}.$$

ძრავას დატვირთვის შემცირების დროს (მუდმივ ბრუნთა რიცხვის პირობებში) N_i მცირდება N_b კი თითქმის უცვლელი რჩება. ეს ადასტურებს, რომ დატვირთვის შემცირებით მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ეცემა.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ნაწილობრივ მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, რაც ინერციის ძალების გადიდებით აიხსნება.

57-ე ნახაზზე ნაჩვენებია სანიმუშო მრუდი, რომელიც გამოსახავს η_m -ის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვზე.



ნახ. 57. η_m -ის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვზე.

იმის გამო, რომ ეფექტური სიმძლავრე და ინდიკატორული სიმძლავრე შესაბამისად საშუალო ეფექტური წნევისა და საშუალო ინდიკატორული წნევის პროპორციულია, ამიტომ მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ აგრეთვე, როგორც საშუალო ეფექტური და საშუალო ინდიკატორული წნევების ფარლობა:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_b}{P_i} \quad (113)$$

სრული დატვირთვით მომუშავე საავტოტრაქტორო ძრავასათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ $\eta_m = 0,7-0,85$.

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით დიზელის ძრავასათვის η_m რამდენადმე ნაკლებია (თუ ისინი ერთნაირ ბრუნთა რიცხვით მუშაობენ), რაც თვითაალებად ძრავებში არსებული უფრო მაღალი წნევებით აიხსნება.

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ძრავაში არსებულ ყველა დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტურ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს შეფარდებას დახარჯულ სითბოსთან.

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ანალოგიურად აქაც შეიძლება დავწეროთ.

$$\eta_c = \frac{N_e \cdot 3600}{G_u H_u} \quad (114)$$

თუ საწვავის კუთრ ხარჯს, რომელიც მოდის ერთ ეფექტურ ძალზე, აღნიშნავთ G_e ასოთი, გვექნება

$$G_e = \frac{G_u \cdot 1000}{N_e} \text{ გ/კვცსთ,}$$

რაც მოგვცემს

$$\eta_c = \frac{1000 \cdot 3600}{G_e H_u} \quad (115)$$

ან

$$G_e = \frac{1000 \cdot 3600}{\eta_c H_u} \quad (116)$$

ვინაიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ყველა დანაკარგს (თერმოდინამიკურად აუცალბებელს, დამატებითსა და მექანიკურ დანაკარგებს), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_e = \eta_i \eta_h \eta_m$$

(117).

საავტორაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ η_e -ს შემდეგი სიდიდეები:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის	$\eta_e = 0,22; -0,26;$
დიზელებისათვის	$\eta_e = 0,26; -0,37.$

§ 6. შიგაწვის ძრავას მუშაობა სასიმალო პირობებში

შიგაწვის ძრავას სასიმალო პირობებში მუშაობის თავისებურებანი

შიგაწვის ძრავები ხშირ შემთხვევაში მუშაობს ისეთ ადგილებში, რომლებიც ზღვის დონიდან საკმაოდ დიდ სიმაღლეზეა. ეს შეეხება როგორც სტაციონარულ, ისე განსაკუთრებით საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავებს.

საქართველოში გვხვდება რაიონები, რომლებიც განლაგებულია ზღვის დონიდან 1800-; -2300 მ სიმაღლეზე, შუა აზიაში ეს სიმაღლე მეტია და ზოგჯერ 4000 მ-ს აღემატება. ბევრია მაღალმთიანი რაიონები სხვა რესპუბლიკებშიც.

საინტერესოა აღენიშნოთ, რომ გზატკეცილი, რომელიც აეროქონსებს ქალაქებს ოშსა და ხოროგს, ყველაზე მაღალმთიანი ტრასაა შსოფლიოში და აკ-ბაიტალის უღელტეხილზე ადის 4800 მ სიმაღლეზე.

მაღალმთიანი რაიონები დიდი რაოდენობითაა აგრეთვე სამხრეთ ამერიკაში, ჩინეთში, ინდოეთში, ავსტრალიაში, პაკისტანში და სხვ.

დიდი სიმაღლე ზღვის დონიდან მკვეთრ გავლენას ახდენს შიგაწვის ძრავას მუშაობაზე, რის შედეგად უარესდება მისი დინამიკური და საქსპლოატაციო მაჩვენებლები.

განსაკუთრებულ პირობებშია საავტომობილო ძრავა, რომლის მუშაობაზე. გარდა სიმაღლისა ზღვის დონიდან, გავლენას ახდენს გზის რელიეფიც.

სასიმალო პირობებში შიგაწვის ძრავას მუშაობის გამოკვლევას, ჩვეულებრივ. ატარებენ საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს შესაბამისად. რომელიც ადგენს ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლისათვის შესატყვის ატმოსფერულ წნევასა და ტემპერატურას.

საერთაშორისო სტანდარტულ ატმოსფეროს საწყის პირობებად ზღვის დონეზე მიღებულია ატმოსფერული ჰაერის წნევა $P_0 = 760$ მმ ვერცხ. წყ. სვ. (ან $p_0 = 1.033$ კგ/სმ² ≈ 0.101 მნ/მ²) და ტემპერატურა $t_0 = 15^\circ C$ (ან $T_0 = 288^\circ K$).

საშუალო წლიურ ტემპერატურულ გრადიენტად მიღებული

6.5° სიმაღლის მატების ყოველ 1000 მ-ზე. ამის შესაბამისად ჰაერის ტემპერატურა მოცემულ სიმაღლეზე გამოითვლება ტოლობით

$$t_n = 15 - 0,0065 H \text{ მ,}$$

სადაც H მ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან.

ქვემოთ (ცხრილი 2.) მოცემულია საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფეროს ძირითადი მაჩვენებლების ცხრილი.

ცხრილში p_0 და T_0 გამოსახავს ატმოსფერული ჰაერის წნევასა და ტემპერატურას ზღვის დონეზე, p_n და T_n კი იგივე მაჩვენებლებს ზღვის დონიდან მოცემულ სიმაღლეზე.

ჩვეულებრივ, ძრავას გამოცდა წარმოებს რომელიმე რაიონში, რომელსაც აქვს თავისი გეოგრაფიული ნიშანი და ამის მიხედვით დაწესებულია მისი სიმაღლე ზღვის დონიდან.

უმრავლეს შემთხვევაში ამ სიმაღლის შესაბამისი ჰაერის წნევა და განსაკუთრებით ტემპერატურა სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით არ თანხვდება რეალურად არსებულ წნევასა და ტემპერატურას.

ასეთ შემთხვევაში მოცემულ მომენტში ფაქტიურად არსებული ატმოსფერული ჰაერის წნევა p_n დაჰყავთ პირობით წნევამდე p'_n და შემდეგ ამ წნევის მიხედვით და სტანდარტული ატმოსფეროს ცხრილით აწესებენ პირობით მიღებულ სიმაღლეს ზღვის დონიდან.

ცხრილი 2.

საერთაშორისო სტანდარტული ატმოსფერო

სიმაღლე ზღვის დონიდან, მ	ჰაერის წნევა			ჰაერის ტემპერატურა		ჰაერის სიმკვრივე, კგ/მ ³	$\mu = \frac{p_n}{p_0}$	$\beta = \frac{T_n}{T_0}$
	მმ. ვერსუ.	მმ ვს	მმ ვგ	t°C	T°K			
0	760,0	1,033	0,101	+15,0	288,0	1,225	1,000	1,000
500	715,0	0,972	0,095	+11,2	284,2	1,118	0,940	0,986
1000	674,4	0,917	0,090	+8,5	281,5	1,112	0,887	0,977
1500	635,0	0,864	0,085	+5,3	278,3	1,059	0,835	0,966
2000	596,5	0,811	0,079	-2,0	275,0	1,006	0,785	0,955
2500	562,0	0,763	0,075	-1,2	271,8	0,957	0,740	0,943
3000	525,9	0,715	0,070	-4,5	268,5	0,909	0,692	0,932
3500	493,0	0,671	0,066	-7,7	265,3	0,864	0,650	0,921
4000	461,9	0,628	0,062	-11,0	262,0	0,819	0,608	0,910
4500	434,0	0,589	0,058	-14,2	258,8	0,777	0,571	0,898
5000	404,5	0,550	0,054	-17,5	255,5	0,736	0,532	0,887

წნევის დასაყვანად გამოსადგვია ფორმულა

$$p'_n = p_n \frac{500 + t_n}{500 + t_1}$$

სადაც t_n არის ჰაერის ტემპერატურა, რომელიც სტანდარტული ატმოსფეროს მიხედვით შეესაბამება p_n წნევას;

t_1 — ძრავას გამოცდის დროს სინამდვილეში არსებული ტემპერატურა.

1969 წელს შიგაწნევის ძრავების მულტიმომოქმედმა საერთაშორისო კონგრესმა (C.I.M.A.C.) წამოაყენა წინადადება, რომ ძრავას სიმძლავრის შესახებ ყველა მონაცემი შეეთარდოს ატმოსფერული ჰაერის საწყის მონაცემებს: წნევა — 736 მმ. ვერსხ. წყ. სვ. და ტემპერატურა 20°C (60% ფარდობითი ტენიანობის დროს). ეს წინადადება განხილული იქნება სტანდარტების საერთაშორისო კომიტეტის მიერ.

წინა პარაგრაფებში განხილული იყო ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა ცალკეულ პროცესებსა და პარამეტრებზე. ამ პარაგრაფში განხილული იქნება სიმაღლის გავლენა ძრავას მუშაობაზე მთლიანად.

სხვადასხვა ტიპის ძრავები სხვადასხვაგვარად განიცდის ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენას. ამიტომ ქვემოთ ცალ-ცალკეა განხილული ჯერ კარბურატორიანი ძრავა, შემდეგ კი დიზელი.

კარბურატორიანი ძრავა. ზღვის დონიდან ადგილმდებარეობის სიმაღლის გავლენა კარბურატორიან ძრავას მუშაობაზე გამოისახება იმით, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის სიმკვრივის შემცირების გამო მცირდება ცილინდრებში მოხვედრილი მუხტის მასა, რასაც თან სდევს ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებში წნევის ვარდნა. გარდა ამისა, სასიმაღლო პირობებში ირღვევა კარბურატორისა და ანთების სისტემის ოპტიმალური რეგულირება და მცირდება გაგრილების სისტემის ვენტილატორის შწარბოებლობა.

საქიროა ისიც აღინიშნოს, რომ კუმშვის ბოლოს აირის წნევის შემცირების გამო სიმაღლის ზრდასთან ერთად კუმშვის ხარისხის სიდიდე კარგავს თავის ოპტიმალობას და სასიმაღლო პირობებში კლებულობს.

ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლის შემცირებასთან ერთად კლებულობს როგორც ჰაერის, ისე საწვავის საათობრივი ხარჯი, მაგრამ საწვავთან შედარებით ჰაერის ხარჯი კლებულობს უფრო ინტენსიურად, რის გამო საწვავი ნარევი მდიდრდება.

მაგალითად, ზღვის დონიდან 2000 მ სიმაღლეზე კარბურატორიან

ძრავაში ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი შეადგენდა 0,84-ს, იმ როდესაც ზღვის დონეზე ამ პარამეტრის სიდიდე ერთის ტოლი იყო. ცილინდრების შევსების შემცირება იწვევს ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის შემცირებას, რაც აიხსნება არა მარტო ეანგზადისა და საწვავის რაოდენობის შემცირებით, არამედ აგრეთვე კუმშვის დასასრულს წნევის შემცირების გამო წვის პროცესის გაუარესებითაც. ინდიკატორული სიმძლავრის შემცირების შესაბამისად მატულობს სიმძლავრის ერთეულზე მოსული მექანიკური დანაკარგები, რის შედეგად ძრავას ეფექტური სიმძლავრე ეცემა ინდიკატორულზე უფრო ინტენსიურად.

სიმაღლეებისათვის 0-დან 3000 მ-მდე შეიძლება მივიღოთ, რომ ყოველ 1000 მ-ზე სიმაღლის მომატების დროს ძრავას აფექტური სიმძლავრის შემცირება ხდება 11—13%-ით, საწვავის კუთრი ხარჯის მომატება 10—11%-ით და ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის ვარდნა 5—6%-ით.

ეს მონაცემები გვიჩვენებს, რამ სასიმალო პირობებში კარბუტორიანი ძრავას მანქენებლები მნიშვნელოვნად უარესდება და ამიტომ მიზანშეწონილია სათანადო ღონისძიებების ჩატარება, რომლებიც გააუმჯობესებენ ძრავას მუშაობას აღნიშნულ პირობებში.

ძრავას სიმძლავრის ვარდნის ნაწილობრივ შემცირებას შეიძლება მივალწიოთ, თუ ყოველი სიმაღლისათვის შევარჩევთ კვებისა და ანთების სისტემების საუკეთესო რეგულირებებს.

სიმძლავრის ვარდნის სრული კომპენსაცია შეიძლება მოხდეს მხოლოდ რეგულირებული ჩაბერვის გამოყენებით, როდესაც ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობის დროს ძრავას ცილინდრების შევსება მუდმივი დარჩება.

დაბოლოს უნდა აღინიშნოს, რომ ცილინდრების შევსების შემცირების გამო სასიმალო პირობებში შესამჩნევად მცირდება ბენზინისათვის დაწესებული ანტიდეტონაციური მაჩვენებლები. 3000 მ სიღალემდე საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ ბენზინის ოქტანური რიცხვის შემცირება 10—12 ერთეულით სიმაღლის ზრდის დროს ყოველ 1000 მ-ზე.

თ ვ ი თ ა ა ლ ე ბ ა დ ი ძ რ ა ვ ა (დ ი ზ ე ლ ი). კარბუტორიანი ძრავასაგან განსხვავებით დიზელებში გარემოს პირობები და ცილინდრში მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა გავლენას არ ახდენს საწვავის ტუმბოს მუშაობაზე და, მაშასადამე, საწვავის საერთო ხარჯზე.

ამის შედეგად საწვავის ტუმბოს უცვლელი რეგულირების დროს ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად სამუშაო ნაწევი დიზელ-

ლებში გამდიდრდება მეტი ინტენსივობით, ვიდრე ეს ხდება კარბო-რატორიან ძრავებში.

დიზელში საწვავი ნარევის შედგენილობა შეიძლება შეიცვალოს საწვავის ტუმბოს რეგულირების წინასწარი შეცვლით.

იმის მიხედვით, თუ საწვავის ტუმბოს როგორი საწყისი რეგულირება იქნება მიღებული, — დიზელის მუშაობა სასიმძლავრო პირობებში შეიძლება განეხორციელოს სამი სხვადასხვა რეჟიმის მიხედვით:

1. როდესაც სიმალის ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს რეგულირება რჩება უცვლელი და ამის გამო ცვალებადობს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ($\alpha \neq \text{const}$);

2. როდესაც სიმალის ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს რეგულირება ისე იცვლება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი რჩება მუდმივი ($\alpha = \text{const}$);

3. როდესაც სიმალის ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს შესაფერისი რეგულირებით ძრავა ყველა შემთხვევაში მუშაობს ბოლვის ზღვარზე და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ოპტიმალური სიდიდისაა ($\alpha = \alpha_{\text{opt}}$).

მუშაობა პირველი რეჟიმის მიხედვით არ შეიძლება რეკომენდებული იქნეს, რადგანაც, თუ ზღვის დონიდან სიმალის ზრდის დროს არ შევამცირობთ საწვავის მიწოდებას, მაშინ საწვავი ნარევის გამდიდრების გამო დაიწყება საწვავის არასრული წვა, ბოლვა და სხვა არასასურველი მოვლენები. საექსპლოატაციო პირობებში ხელსაყრელია განხორციელდეს დიზელის მუშაობა ორი უკანასკნელიდან ერთ-ერთი რეჟიმით.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ სასიმალლო პირობებში კარბო-რატორიანთან შედარებით დიზელის ძრავაში უკეთ წარიმართება მუშა პროცესი არასრული დატვირთვით მუშაობის დროს. ეს შედეგია სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულირების უპირატესობისა რაოდენობრივთან შედარებით.

განსაკუთრებით უნდა აღინიშნოს ძრავას მუშა პროცესზე კუმშვის დასასრულს აირის წნევის შემცირების მანე გავლენის შესახებ. ეს მოვლენა იწვევს წვის სიჩქარისა და საწვავის სითბოს გამოყენების ეფექტურობის შემცირებას. გარდა ამისა, კუმშვის წნევის შემცირება აძნელებს დიზელის ამუშავებას და აძლიერებს ძრავას მუშაობის სიხისტეს.

მაგალითისათვის შეიძლება აღვნიშნოთ, რომ D-54 დიზელის გამოცდის დროს 0-დან 4000 მ-მდე სიმალის გადიდებისას ჰაერის

სათობრივი ხარჯი შემცირდა 293-დან — 190 კგ/სთ-მდე. კუშც. დასასრულს წნევა 36-დან 21 კგ/სმ²-მდე (3,6-დან — 2.1 მნ/მ²-მდე). ხოლო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი 1,70-დან — 1,11-მდე.

რაც შეეხება აირის ტემპერატურას წვისა და გაფართოების დასასრულს, ისინი დამოკიდებული არიან საწვავის ტუმბოს რეგულირებაზე. თუ ეს რეგულირება მუდმივია, მაშინ სიმაღლის ზრდასთან ერთად დასახელებული ტემპერატურები გაიზრდება. თუ ტუმბოს რეგულირება ისე იცვლება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდმივი რჩება, მაშინ უცვლელი დარჩება ტემპერატურებიც.

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჰაერის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო იცვლება საწვავი ნარევის წარმოქმნისა და წვის პირობები. კერძოდ, იცვლება ისეთი პარამეტრები, როგორცაა: საწვავის თვითაალების ტემპერატურა, ფრქვევანას საქმენიდან საწვავის გამოდინების სიჩქარე, საწვავის გაფრქვევის სიწმინდე და ნაწილაკების გატყორცნის სიშორე, საწვავის შეფრქვევის წნევისა და წინსწრების ოპტიმალური სიდიდეები.

კუმშვის წნევის შემცირება და საწვავის თვითაალების ტემპერატურის გადიდება ზრდის თვითაალების შეფერხების პერიოდს და ამით მავნე გავლენას ახდენს დიზელის მუშაობაზე.

სხვადასხვა სიმაღლეზე D-54 დიზელის გამოცდის დროს გამოირკვა, რომ ზღვის დონესთან შედარებით 1000 მ სიმაღლეზე თვითაალების შეფერხების პერიოდი გაიზარდა 16%-ით, 2000 მ სიმაღლეზე — 51%-ით, ხოლო 3000 მ სიმაღლეზე — 90%-ით.

ცილინდრების შევსების შემცირებისა და წვის პროცესის გაუარესების გამო სასიმაღლო პირობებში ძრავას სიმძლავრე კლებულობს. სიმძლავრის ვარდნის ინტენსივობა დამოკიდებულია ძრავას მუშაობის რეჟიმზე და, უპირველეს ყოვლისა, საწვავის ტუმბოს მიწოდებაზე.

თუ სასიმაღლო პირობებში საწვავის ტუმბოს მიწოდება არ შეიცვლება, მაშინ სიმძლავრის შემცირება იქნება მინიმალური. ამასთანავე, საწვავი ნარევის გამდიდრების გამო იწარმოებს მისი არასრული წვა. რაც, ერთი მხრივ, გამოიწვევს საწვავის ზედმეტ ხარჯვას და ფრქვევანების გაქუქვიანებას. ხოლო, მეორე მხრივ, ინტენსიურ კვარტლწარმოქმნას. კვარტლის ჩაყოქვას და შემდეგ ჩაყოქსილი კვარტლის ჩაფხვნის გამო ძრავას გაძლიერებულ ცვეთას.

ეს გარემოება შეიძლება ავიცილოთ. თუ სიმაღლის ზრდის შესაბამისად შევცვლით საწვავის ტუმბოს რეგულირებას და, მაშასადამე, საწვავის საათობრივ ხარჯს.

ასეთი ღონისძიება ქმნის დიზელის მუშაობის ნორმალურ პირო-

ბებს. მაგრამ ამასთანავე იწვევს სიმძლავრის უფრო მეტი ინტენსი-
ვობით ვარდნას.

შეიძლება დავასაბუთოთ საწვავის მიწოდების ისეთი შემცირება,
რომლის დროსაც ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტი მუდმივი რჩება
ყველა სიმძლავრეზე ($\alpha = \text{const}$). მაგრამ, როგორც ამას უჩვენებს ექს-
პერიმენტი, ყველა სიმძლავრისათვის არსებობს ჰაერის სიკვარბის კოე-
ფიციენტის ოპტიმალური სიდიდე (α_{opt}), რომელიც ზღვის დონის
შესაბამ საწყის ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტზე რამდენიმედ ნაკლე-
ბია და უზრუნველყოფს დიზელის მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

სწრაფსვლიანი გრიგალურკამერიანი დიზელისათვის შეიძლება
მივიღოთ, რომ სიმძლავრებისათვის 3000 მ-მდე სიმძლავრის ზატების ყო-
ველ 1000 მეტრზე ხდება სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთრი
ხარჯის მატება შემდეგ ზღვრებში:

1. როცა საწვავის მიწოდება არ იცვლება — შესაბამისად, 4 და
4—5%;

2. როცა უზრუნველყოფილია პირობა $\alpha = \text{const}$, 9 : 9.5% და
2 : 3%;

3. როცა $\alpha = \alpha_{\text{opt}}$, 7% და 3—4%.

ზემონაჩვენები მონაცემები ცხადყოფს, რომ სასიმალო პირო-
ბებში დიზელის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა საწვავშიმწო-
დებელი სისტემის რეგულირება იმ სიმძლავრის შესაბამისად, რომელ-
შიაც მუშაობა მოუხდება ძრავას.

სტაციონარულ და სხვა ისეთ ძრავებში, რომლებიც მუშაობენ
ერთი და იგივე გეოგრაფიულ პირობებში, ამ პირობების დაცვა არ
წარმოადგენს სიძნელეს.

რაც შეეხება საავტომობილო ძრავას, იმის გამო, რომ მას მუ-
შაობა უხდება ცვალებად პირობებში, ეს საკითხი გართულებულია,
რადგანაც მოითხოვს ავტომატურად მოქმედი მოწყობილობების —
კორექტორების გამოყენებას.

§ 6. ძრავას სითბური ბალანსი

სითბური ბალანსი გვიჩვენებს ცილინდრში შეტანილი სითბოს
განაწილებას. მისი შედგენა ძრავას ლაბორატორიული გამოცდის სა-
ფუძველზე ხდება, თუმცა მისი შემადგენელი ნაწილების მიახლოებითი
გამოთვლა თეორიულადაც შეიძლება.

სითბური ბალანსის ზოგადი გამოსახულება შემდეგნაირია:

$$Q_0 = Q_c + Q_{\text{გა}} + Q_{\text{თ}} + Q', \quad (118)$$

სადაც Q_0 არის ცილინდრში შეტანილი სითბო და შეესაბამება დახარჯული საწვავის თბოუნარიანობას;

Q_e — ძრავას ეფექტური მუშაობის ეკვივალენტური სითბო;

$Q_{გა}$ — გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო;

$Q_{აა}$ — ნამუშევარი აირების მიერ წაღებული სითბო;

Q' — სითბო, რომელიც ეთანადება ყველა სხვა დანაკარგს და არ არის გათვალისწინებული ბალანსის სხვა წევრებში.

სითბურ ბალანსში ცალკე არ შედის წვერი, რომელიც ითვალისწინებს სითბოს დანაკარგს მექანიკურ წინაღობათა დაძლევაზე, რადგანაც მექანიკური დანაკარგების შესაბამისი სითბოს ნაწილი გადაეცემა გაგრილების სისტემას და დაემატება ბალანსის მეორე წევრს, დანარჩენი კი შევა ბალანსის უკანასკნელ წევრში.

თუ სითბურ ბალანსს პროცენტობით გამოვსახავთ, გვექნება

$$100 = q_e + q_{გა} + q_{აა} + q' \quad (119)$$

სადაც

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} 100; \quad q_{გა} = \frac{Q_{გა}}{Q_0} 100; \quad q_{აა} = \frac{Q_{აა}}{Q_0} 100; \quad q' = \frac{Q'}{Q_0} 100.$$

ცილინდრებში შეტანილი სითბო გამოითვლება საწვავის საათობრივი ხარჯის მიხედვით, გვექნება:

$$Q_0 = G_{აა} H_{აა} \text{ კჯ/სთ.} \quad (120)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავა მუშაობს ენგბადის უკმარობით ($\alpha < 1$). საკურო ხდება Q_0 -ის მაგიერ ავიღოთ

$$Q'_0 = G_{აა} (H_{აა} - \Delta H_{აა}), \quad (121)$$

სადაც $\Delta H_{აა}$ წარმოადგენს თბოუნარიანობის დანაკლისს ენგბადის უკმარისობის შედეგად

$$Q_e = N_e 3600 \text{ კჯ/სთ.} \quad (122)$$

ძრავას გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო ექსპერიმენტულად გამოითვლება. წყლით გაგრილების შემთხვევაში მივიღებთ

$$Q_{გა} = 4,19 G_{ფ} (t'_{ფ} - t_{ფ}), \quad (123)$$

სადაც $G_{ფ}$ არის ერთი საათის განმავლობაში მილყელში გავლილი წყლის რაოდენობა, კგ;

$t'_{ფ}$ — წყლის ტემპერატურა ძრავას პერანგიდან გამოსვლის მომენტში;

$t_{ფ}$ — წყლის ტემპერატურა ძრავას პერანგში შესვლის დროს.

ნამუშევარი აირის მიერ წაღებული სითბო გამოითვლება ფორმულით.

$$Q_{\text{ირ}} = M_{\text{აკ}} G_{\text{სმ}} m c_p' T_r - M_{\text{რ}} G_{\text{სმ}} m c_p' T_0, \quad (124)$$

სადაც $M_{\text{აკ}}$ არის 1 კგ საწვავის წვის შედეგად მიღებული პროდუქტების რაოდენობა;

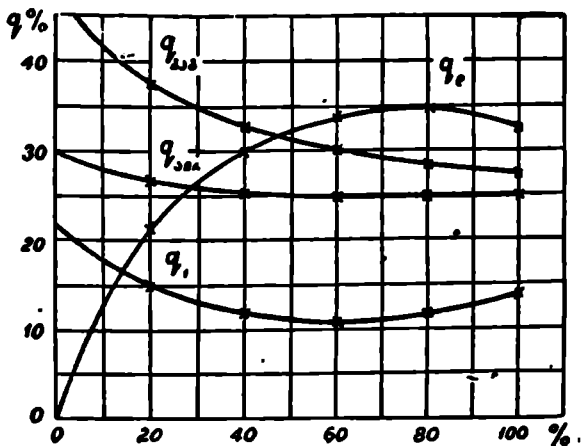
$M_{\text{რ}}$ — 1 კგ საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტის რაოდენობა;

$m c_p'$ — წვის პროდუქტების მოლური თბოტევადობა;

$m c_p'$ — ახალი მუხტის მოლური თბოტევადობა;

T_r — ნამუშევარი აირის ტემპერატურა გამოშვებში მილის ბოლოში;

T_0 — ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურა.



ნახ. 58. ბალანსის წევრების ცვლადობა ძრავის დატვირთვაზე დამოკიდებულებით.

ბალანსის დარჩენილი წევრი Q' ითვალისწინებს გამოსხივებით დაკარგულ სითბოს, დამხმარე მექანიზმების აძვრაზე დახარჯულ სითბოს და სითბოს დანაკარგს არასრული წვის გამო. მისი სიდიდე შეიძლება გამოვთვალოთ სითბოს ბალანსიდან

$$Q' = Q_0 - (Q_{\text{წ}} + Q_{\text{გაზ}} + Q_{\text{საზ}}). \quad (125)$$

ასანინშნავია, რომ სითბოს განაწილება დიდადაა დამოკიდებუ-

ლი ძრავას მუშაობის რეჟიმზე. ამის მიხედვით საავტოტრაქტორო, ძრავებისათვის დაახლოებით გვაქვს.

$$q_e = 20 \div 35\%; \quad q_{\text{ავ}} = 25 \div 35\%;$$

$$q_{\text{არ}} = 20 \div 30\%; \quad q' = 10 \div 25\%.$$

58-ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია სითბოს განაწილების გრაფიკი, სადაც ასახულია ბალანსის შემადგენელი წევრების ცვალებადობა ძრავას დატვირთვისაგან დამოკიდებულებით. გრაფიკი აგებულია ამერიკული „ინტერნაციონალ ჰარვეისტერ“ ფირმის მიერ ჩატარებული ძრავების გამოცდების შედეგების მიხედვით.

§ 7. ძრავას ძირითადი ზომების განსაზღვრა

ძრავას ძირითად ზომებად ითვლება მისი ცილინდრის დიამეტრი (D) და დგუშის სვლა (S).

ვინაიდან ცილინდრის მუშა მოცულობა

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} S, \quad (126)$$

ამიტომ ძრავას ძირითადი ზომების საანგარიშოდ, უპირველეს ყოვლისა, უნდა განისაზღვროს V_h -ის სიდიდე.

ძრავას მოცემული სიმძლავრისათვის ცილინდრის მუშა მოცულობა შეიძლება გამოვიანგარიშოთ (96) ტოლობის მიხედვით.

$$V_h = \frac{120 N_e}{\rho_e n i}. \quad (127)$$

დასაპროექტებელი ძრავისათვის N_e , n და i წინასწარ განსაზღვრულია მოცემულობის მიხედვით, ρ_e კი მიიღება სითბულოვანი გაანგარიშების საფუძველზე.

მაგრამ ცილინდრის მუშა მოცულობის გამოანგარიშება არაა საკმარისი ცილინდრის ძირითადი ზომების განსაზღვრისათვის, რადგანაც V_h -ის ერთი და იგივე მნიშვნელობა მიიღება D -სა და S -ის სხვადასხვა თანაფარდობის დროს. ამ მიზეზის გამო აუცილებელია წინასწარ შევარჩიოთ შეფარდება $\frac{S}{D}$.

არსებული საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ეს შეფარდება ცვალებადობს $\frac{S}{D} = 0,85 - 1,5$ ზღვრებში.

აღსანიშნავია, რომ ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვისათვის შეფარდების ზრდა იწვევს დგუშის სიჩქარის გადიდებას. რასაც თან სდევს მოძრავი ნაწილების აჩქარების ზრდა. შეესებოს კოეფიციენტის შემცირება და ნაწილების გაძლიერებული ცვეთა.

მას შემდეგ, როდესაც შერჩეულია $\frac{S}{D}$ შეფარდება, ცილინდრის ძირითადი ზომები გამოიანგარიშება (126) ტოლობიდან. თუ ამ ტოლობის მარჯვენა ნაწილს გავამრავლებთ და გავყოფთ ცილინდრის დიამეტრზე, გვექნება

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \dots \frac{S}{D}$$

საიდანაც

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \frac{S}{D}}} \quad (128)$$

ცილინდრის დიამეტრის გამოთვლის შემდეგ პაღებულ $\frac{S}{D}$ შეფარდების საფუძველზე ადვილად განისაზღვრება დგუშის სლა.

აღსანიშნავია, რომ „ფორდმა“ გამოუშვა ძრავები. სადაც მიღებულია $\frac{S}{D} = 0,6$.

ტ ა ვ ი წ

ზიგაფვინი ძრავას ჩაბერვა

§ 1. ზოგადი ცნობები ჩაბერვის შესახებ

ძრავას ჩაბერვა წარმოადგენს მის ცილინდრებში სუფთა ჰაერის ან საწვავი ნარევის იძულებით მიწოდებას.

ჩვეულებრივ, ძრავაში, რომელიც ჩაბერვის გარეშე მუშაობს, წარმოებს ახალი მუხტის შეწოვა, რაც ხორციელდება დგუშის გადაადგილების გამო გაუხშობების შექმნით. აქ მუხტის საწყისი მდგომარეობა განისაზღვრება ატმოსფერული ჰაერის წნევითა და ტემპერატურით.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ჩაბერვის გარეშე მომუშავე ძრავაში შეზღუდული იქნება მუხტის ის მასა, რომელიც შეიძლება მოხედეს ცილინდრში: ეს იმითაა გამოწვეული, რომ შეწოვის დასასრულს აირის წნევა არ შეიძლება აღემატებოდეს განსაზღვრულ სიდიდეს, რომელიც, ყოველ შემთხვევაში, ატმოსფერული ჰაერის წნევაზე ნაკლები იქნება.

ჩაბერვის გამოყენების შემთხვევაში ეს წნევა და, მაშასადამე, ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის მასა შეზღუდული არაა და იქმნება მისი მნიშვნელოვანი გადიდების შესაძლებლობა.

აქედან ცხადია, რომ ძრავას ლიტრული სიმძლავრის გასადიდებლად ძალიან ხელსაყრელია ჩაბერვა.

ჩაბერვის ინტენსივობის მაჩვენებელია ჩაბერვის წნევა, რომლის სიდიდე განსაზღვრავს ცილინდრების შევსებას.

ჩაბერვის შესაქმნელად ძრავას უყენებენ სპეციალურ კომპრესორს (დაპკირხს), რომელიც წინასწარ კუმშავს მუხტს და გადიდებული წნევით გზავნის მას ძრავას ცილინდრებში.

შეიძლება აგრეთვე განხორციელდეს ეგრეთ წოდებული ინერციული ჩაბერვა, სადაც არაა გამოყენებული სპეციალური დაპკირხი და ჩაბერვა წარმოებს ჰაერის მოძრავი მასის ინერციის გამოყენებით.

ყურადღება უნდა მივაქციოთ იმ გარემოებას, რომ, თუ ოთხტაქტიან ძრავებში ჩაბერვა შეიძლება სურვილისამებრ გამოვიყენოთ სიმ-

ძღაერის გასადიდებლად. ორტაქტიან ძრავაში ის აუცილებელი სა-
შუალებია ცილნდრებრს გამოქრევისა და შეესებრისათვის.

ცხადია, ჩაბერვა შეიძლება განხორციელდეს როგორც დიზელებ-
ში, ისე კარბურატორიან ძრავებში. პირველ შემთხვევაში ხდება ცი-
ლნდრებში სუფთა ჰაერის, მეორე შემთხვევაში კი საწვავი ნარევის
დაქირხნვა.

ჩაბერვა თავის დროზე ფართოდ გავრცელდა ბენზინით მომუშავე
საავიაციო ძრავებში. ის მნიშვნელოვნად გავრცელდა აგრეთვე დიზე-
ლებშიც. სადღეისოდ თითქმის აღარ გვხვდება სტაციონარული დიზე-
ლი, სადაც არ იყოს გამოყენებული ჩაბერვა. თანდათან ვრცელდება
ჩაბერვა სატრაქტორო დიზელებშიც. ამ მიმართულებით დიდი სამუ-
შაოები ტარდება საბჭოთა კავშირში.

რაც შეეხება საავტომობილო კარბურატორიან ძრავებს, მათში
ჩაბერვა ფართოდ არაა გამოყენებული. თუმცა აღიარე-
ბულია, რომ ამ ძრავების შემდგომი განვითარების რეალური გზა —
ჩაბერვის გამოყენებაა.

საჭიროა შევეხოთ ჩაბერვის გამოყენების ერთ თავისებურებას.
საქმე ის არის, რომ ჩაბერვის განხორციელება დაკავშირებულია ძრავ-
ნასათვის დამატებითი აგრეგატის მოწყობასთან (დამქირხნი, ამძრავი,
მილსადენები და სხვ.) და, მაშასადამე, მისი კონსტრუქციის გართუ-
ლებასა და გაძვირებასთან.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ჩაბერვის განხორციელების გამო
შექმნილი დამატებითი ხარჯები, მოსული ძრავას სიმძლავრის ერთე-
ულზე, მით ნაკლები იქნება, რაც უფრო მძლავრია ძრავა.

ამის შესაბამისად დიდი სიმძლავრის სტაციონარული ძრავას აგე-
ბის დროს მის საერთო ღირებულებასთან შედარებით დამქირხნის მო-
წყობის ხარჯები მცირეა, მცირე სიმძლავრის ძრავას აგების შემთხ-
ვევაში კი ეს ხარჯები შეიძლება შეადგენდეს ძრავას საერთო ღირე-
ბულების შესამჩნევ ნაწილს.

ამით აიხსნება ის, რომ დიდი სიმძლავრის ძრავებში ჩაბერვა აღ-
ვილად ინერგება, მცირე სიმძლავრის ძრავებში კი აწყდება მნიშვნე-
ლოვან დაბრკოლებებს.

ჩაბერვა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ორი მიზნით:

1. ძრავას ფორსირებისათვის ანუ, სხვანაირად რომ ვთქვათ, მისა-
ლიტრული სიმძლავრის გადიდებისათვის;

2. სასიმალო პირობებში ძრავას სიმძლავრის დანაკარგის კომ-
პენსაციისათვის.

ჩაბერვა პირველად გამოყენებულა იყო სწორედ მეორე მიზნის
მისაღწევად, რაც დაკავშირებულია საავიაციო დგუშისანი შიგაწერის
ძრავას მუშაობასთან ზღვის დონიდან დიდ სიმაღლეებზე.

ცხადია, არ შეიძლება საავიაციო დგუშინი ძრავას მუშაობა ჩაბერვის ვარეშე, რადგანაც სიმძლავრის დიდი დანაკარგი შეუძლებელს გახდიდა ასეთი ძრავას მქონე თვითმფრინავის ფრენას დიდ სიმაღლეებზე.

ფორსირების მიზნით ჩაბერვა ამჟამად ძირითადად ღიზელებში და სპორტული დანიშნულების ავტომობილების კარბურატორიან ძრავებში გამოიყენება.

სასიმალო პირობებში საავტოტრაქტორო ძრავების სიმძლავრის შესანარჩუნებლად ჩაბერვის გამოყენება მეტად აქტუალურია, რადგან, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, სიმძლავრისა და ეკონომიურობის ვარდნა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად მნიშვნელოვანია, ხოლო; მაღალმთიან რაიონებში მომუშავე მანქანების რაოდენობა დიდია.

ჩაბერვის სისტემას უნდა ახასიათებდეს ჩაბერვის წნევის რეგულირების უნარი. გარდა ამისა, დამჭირხნი სწრაფად უნდა რეაგირებდეს ძრავას რეჟიმის შეცვლაზე და გამორიცხავდეს მისი დინამიკური თვისებების გაუარესებას.

თუ ჩაბერვა გამოყენებულია ძრავას ფორსირებისათვის, მაშინ, აირის წნევისა და ტემპერატურის ზრდის გამო, გაიზრდება ძრავას ნაწილებზე მოსული დატვირთვა.

იმ შემთხვევაში კი, როდესაც ჩაბერვა დანიშნულია სასიმალო პირობებში ძრავას სიმძლავრის ვარდნის საკომპენსაციოდ, ნაწილების გადატვირთვას არ უნდა, მოველოდეთ, რადგანაც ყველა პირობაში შენარჩუნებული იქნება ცილინდრში მყოფი აირის წნევისა და ტემპერატურის მუდმივი სიდიდე.

ამრიგად, სასიმალო პირობებში მომუშავე ჩვეულებრივი ძრავას ჩაბერვის მქონე ძრავად გადაკეთების დროს არ ისმის საკითხი მისი ნაწილების სიმტკიცის გადიდების შესახებ, რაც შესამჩნევად ამარტივებს ამ ღონისძიებების გამოყენების შესაძლებლობას.

თუ ანალიზს ვაუქეთებთ ტრაქტორისა და ავტომობილების მუშაობას. დავრწმუნდებით, რომ მათი ძრავებისათვის განკუთვნილი ჩაბერვის სისტემები არ შეიძლება იყოს იდეალური. შართლაც, საავტომობილო ძრავას უხდება მუშაობა დატვირთვის მკვეთრი ცვალებადობით იმ დროს, როდესაც სატრაქტორო ძრავა შედარებით მუდმივი დატვირთვის პირობებშია.

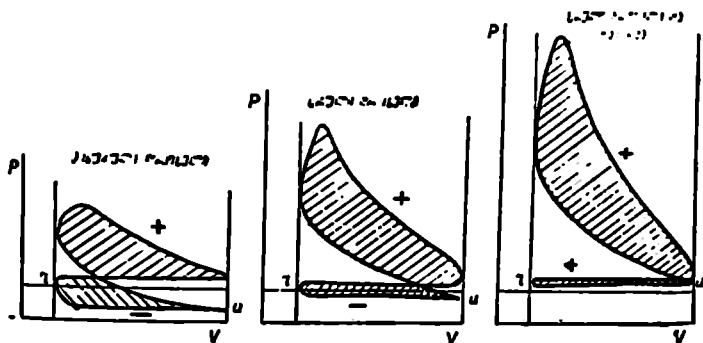
გარდა ამისა, ტრაქტორი მუდმივად იმყოფება ამა თუ იმ რაიონში და, მაშასადამე, არ განიცდის ატმოსფერული პირობების დიდ ცვალებადობას; საავტომობილო ძრავა კი, პირიქით, — მოძრაობს დიდ მანძილზე და, მაშასადამე, შეიძლება მოხდეს ერთიმეორისაგან

მკვეთრად განსხვავებულ პირობებში. (სხვადასხვა სიმძლავრეზე ზღვის დონიდან).

აქედან ცხადია, რომ სატრაქტორო ძრავას ჩაბერვა შეიძლება განჯარიშებულ იქნეს ჩაბერვის მუდმივ წნევაზე, ხოლო სააექტომობილო ძრავასათვის საჭირო იქნება ჩაბერვის წნევის დიდ ზღვრებში ცვალებადობის შესაძლებლობა.

59-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია სამი ინდიკატორული დიაგრამა: პირველი შეესაბამება ჩვეულებრივი კარბურატორიანი ძრავას მუშაობას უქმი სელით, მეორე — მუშაობას სრული დროსელით. ხოლო მესამე — მუშაობას ჩაბერვით.

დიაგრამები გვიჩვენებს, რომ ჩაბერვის გამოყენებით მკვეთრად იზრდება ძრავას ინდიკატორული მუშაობა. იქვე ჩანს, რომ ჩაბერვის დროს ცილინდრების შევსების ხაზი იმყოფება ატმოსფერული წნევის ხაზის ზემოთ, რის გამოც აღარ არსებობს ტუმბოსებრი დანაკარგები.



ნახ. 59. ინდიკატორული დიაგრამები ძრავასათვის. რომელიც მუშაობს ჩაბერვით და მის გარეშე.

და შევსების უარყოფითი მუშაობის მაგივრად გვაქვს დადებითი მუშაობა. ცხადია, ამ დროს შევსების უარყოფითი მუშაობა გადატანილია დაშვირხნში.

თუ ვაჩვენებთ ნახ-ზე ნაჩვენებ სამ დიაგრამას დავეკვრებით. და ვაჩვენებთ, რომ ჩაბერვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც დადროსელების საწინააღმდეგო მოქმედება.

უფრო ხშირად ჩაბერვის სისტემა ისეა მოწყობილი, რომ ძრავას მუშაობის დროს დაშვირხნი მუდმივ მოქმედებაშია. ამას ის დიდი ნაკლები აქვს, რომ მიხურულ დროსელზე. როცა ძრავასაგან არ მოითხოვება დიდი სიმძლავრე და, რა თქმა უნდა, არაა საჭირო საწვავი ნარევის

იძულებითი ჩაბერვა. დამპყირხნი მაინც ბრუნავს და იწვევს მუშაობის ტყუილებრალს ხარჯს. ამ ნაკლის თავიდან ასაცილებლად ზოგჯერ ჩაბერვის სისტემას ისე აწყობენ, რომ დამპყირხნი ძრავას მუშაობისას ნაწილობრივი დატვირთვით არ ბრუნავს და ჩაირთვება მხოლოდ მას შემდეგ, როდესაც დროსელი მთლიანად გაალება და ძრავასაგან მაქსიმალური სიმძლავრე მოითხოვება.

ჩაბერვის ასეთი სისტემა ხელსაყრელია როგორც მუშაობის ხარჯის შემცირების, ისე ამ სისტემაში შემავალი ნაწილების ცვეთის შემცირების თვალსაზრისით.

ჩაბერვის წნევის გაღ-დება იწვევს ციკლის წნევებისა და სასარგებლო მუშაობის მომატებას.

ჩაბერვის წნევებისათვის 1.6 კგ/სმ²-მდე დაახლოებით გამოდის, რომ ამ წნევის ყოველ 0.1 კგ/სმ²-ით გაზრდა იწვევს ძრავას სიმძლავრის გაღ-ლებას 10% -ით.

ქვემოთ განხილულია ზოგიერთი საკითხი, დაკავშირებულია ჩაბერვის სისტემის გამოყენებასთან ძრავას სიმძლავრის დანაკარგის საკომპენსაციოდ მისი მუშაობისას სასიმალო პირობებში.

ასეთი სისტემის დაპროექტებისათვის პირველ რიგში უნდა დავაწესოთ ის საანგარიშო სიმძლავრე ზღვის დონიდან. საანამდეც იწარმოებს ძრავას სიმძლავრის სრული კომპენსაცია.

საკითხის საუკეთესო გადაწყვეტა იქნებოდა ჩაბერვის ისეთი სისტემის შექმნა, რომელიც უზრუნველყოფდა ძრავას სიმძლავრის შენარჩუნებას ყველა სიმაღლეზე, რომლებიც პრაქტიკულად გვხვდება ავტომობილის ექსპლოატაციის დროს.

მაგრამ საკითხის ასეთი გადაწყვეტა ეკონომურად არ იქნებოდა მიზანშეწონილი, რადგანაც დიდი სიმაღლეები გვხვდება შედარებით იშვიათად და ავტომობილი ძირითადად მუშაობს რაღაც საშუალო და მცირე სიმაღლეებზე.

ამრიგად, მიზანშეწონილია ავტომობილის გამოყენების რაიონისათვის ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში დაწესდეს საანგარიშო სიმაღლე.

მაგალითად, ამიერკავკასიისათვის ასეთი საანგარიშო სიმაღლე შეიძლება შეადგენდეს 2000 მ-ს, პამირისათვის 3000 მ და ა. შ.

ამ სიმაღლეების შემდეგ, რა თქნა უნდა, დაიწყება ძრავას სიმძლავრის ვარდნა და გაუარესდება ავტომობილის დინამიკა, მაგრამ ამას უნდა შევეუროგდეთ, რადგანაც ასეთი შემთხვევები არ იქნება ხშირი.

საანგარიშო სიმაღლემდე ძრავას მუდმივი ეფექტური სიმძლავრის შესანარჩუნებლად საჭიროა ჩაბერვის სისტემებში გათვალისწინებულ იქნეს სიმაღლის შესაბამისად დაპყირხნის წნევის რეგულირება. ასე-

შემთხვევაში, ზღვის დონეზე საჭირო ჩაბერვა უნდა განხორციელდეს დამპირხნის დაწნევისუნარიანობის არასრული გამოყენებით. სიმაღლის ზრდასთან ერთად დაპირხნის დაწნევა უნდა გადიდდეს, რაც შესაძლებელს გახდის შევინარჩუნოთ ზღვის დონიდან მოცემული სიმაღლის შესაბამისი ჩაბერვის წნევა. საანგარიშო სიმაღლეზე დამპირხნი უნდა მუშაობდეს დაწნევის უნარის სრული გამოყენებით.

დაწნევისუნარიანობის გამოყენების ხარისხის რეგულირებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ სადროსელო მისათვარი, დაყენებული დამპირხნის შემშვებ მილთან. სადროსელო მისათვარი თანდათან უნდა იღებოდეს და მთლიანად გაიღოს საანგარიშო სიმაღლეზე. სადროსელო მისათვარის მართვა შეიძლება განხორციელდეს ანეროიდული სიღვრიანით. რომელიც მასთან კინემატიკურად იქნება შეერთებული.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ უმჯობესია ზღვის დონიდან ყველა სიმაღლეზე ჩაბერვის წნევის მუდმივობის განხორციელება. მაგრამ ამ დროს, დამპირხნის მექანიკური ამძრავის გამოყენების შემთხვევაში, სასიმაღლო პირობებში ძრავას ეფექტური სიმძლავრე ნაწილობრივ შემცირდება, რაც დამპირხნის აძვრანზე დახარჯული მუშაობის შედეგია. ამ მოვლენის თავიდან ასაცილებლად საჭიროა ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად ჩაბერვის წნევის შესაბამისი მატება.

§ 2. ჩაბერვის სისტემა

ჩაბერვის არსებული სისტემები შეიძლება დაყვით ოთხ ჯგუფად:

1. ჩაბერვა დამპირხნის მექანიკური აძვრით; 2. აირტურბინულ ჩაბერვა; 3. ინერციული ჩაბერვა; 4. კომბინირებული ჩაბერვა.

ცნობილია აგრეთვე იმპულსური ჩაბერვის სქემა, სადაც ნავარაუდევია არა მუხტის მუდმივი ჩაბერვა, არამედ შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში, იმპულსის სახით, დამატებითი ჰაერის მიწოდება.

ამ მიმართულებით საინტერესო სამუშაოები ჩატარეს ტექნ. მეცნ. კანდიდატებმა გ. თაბორიძემ და კ. პეტრიაშვილმა, რომლებიც აწარმოეს იმპულსური ჩაბერვის სრულყოფილი მუშაობენ.

კომბინირებული ჩაბერვა ერთდროულად ითვალისწინებს დამპირხნის როგორც მექანიკურ, ისე აირტურბინულ აძვრას. ასეთი სქემა რაციონალურია ისეთ შემთხვევებში, სადაც ძრავას სრული დატვირთვის დროს ძრავადან გამობოლქვილი აარებით მომუშავე, აირის ტურბინა ავითარებს კარბ სიმძლავრეს, რომელიც შეიძლება გადაეცეს ძრავას მუხლა ლილვს, ხოლო მცირე დატვირთვებზე, როცა ტურბინის სიმძლავრე აღარაა საკმარისი დამპირხნის აძვრისათვის, ხდება ძრავას ლილვიდან, მექანიკური გადაცემის საშუალებით, დამატებითი სიმძ-

ლავრის მიწოდება. ასეთი სქემა კონსტრუქციული სირთულის გამო შეიძლება რაციონალური გახდეს მხოლოდ დიდი სიმძლავრის დიზელის ექსპლოატაციის დროს. საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ის გამოუსადეგარია.

ინერციული ჩაბერვის გამოყენება სატრანსპორტო ძრავებში გაძნელებულია იმით, რომ ის მუშაობს ეფექტურად მხოლოდ ერთ რეჟიმზე და რეჟიმის შეცვლის დროს შეიძლება საკლებით დაკარგოს ჩაბერვის უნარი. გარდა ამისა, ინერციული ჩაბერვა მოითხოვს გრძელ პაერსადენებს. რის გამოც მისი გაბარიტები დიდი და მოუხერხებელია მობილური მანქანებისათვის.

საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ყველაზე უფრო მარჯვეა პირველი ორი სისტემა: ჩაბერვა დამპირხნის მექანიკური აძქრით და განსაკუთრებით აირტურბინული ჩაბერვა.

აირის ტურბინა, რომელიც მუშაობს ძრავადან გამონაბოლქვი ნამუშევაი აირით. იყენებს გამობოლქვის იმ ენერგიას, რომელიც ჩვეულებრივ იკარგება ამის გამო აირტურბინული ჩაბერვა, გარდა ძრავას სიმძლავრის გადიდებისა, აუმჯობესებს მის ეკონომიურობასაც.

აირტურბინული ჩაბერვა ფართოდ გავრცელდა დიზელებში. კარბურატორიან ძრავებში ის იშვიათად გვხვდება.

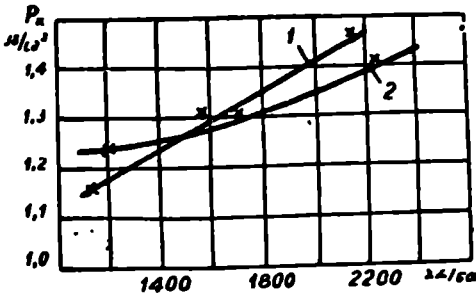
ამ ბოლო ხანებში საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში განხორციელდა ჩაბერვის ტურბოკომპრესორული სისტემა ЗИЛ-120 და ЗИЛ-130 ძრავებისათვის (ტექნიკა: ნეცნერებათა კანდიდატი კ. გიგაური და ჯ. მქედლიშვილი).

ჩაბერვისათვის ძირითადად გამოიყენება მოცულობითი დამპირხნები და ცენტრიდანული კომპრესორები.

ცენტრიდანული კომპრესორები ძალიან კომპაქტურია და საიმედო მუშაობაში; მაგრამ ისინი კარგად მუშაობენ მხოლოდ ერთ საანგარიშო ბრუნებზე და მკვეთრად ამცირებენ მწარმოებლობას ბრუნვის სიჩქარის შემცირების დროს. ამის გამო, თუ საავტომობილო ძრავაზე დავაყენებთ ცენტრიდანულ კომპრესორს, ის მშვენიერად განახორციელებდა ჩაბერვას მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმზე, მაგრამ ძრავასათვის გახდებოდა ზედმეტი ტვირთი ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს, რადგანაც სწრაფად დაეცემოდა ჩაბერვის წნევა, რასაც უშალვე მოჰყვებოდა ძრავას მიმღებიანობისა და, საერთოდ, ძრავას დინამიკური მაჩვენებლების გაუარესება.

შეუნიშნავთ, რომ ცენტრიდანული კომპრესორის გამოყენება საკლებათ გამართლებულია სატრაქტორო ძრავასათვის, რომელსაც აქვს ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი და თითქმის მუდმივი სიჩქარითი რეჟიმით მუშაობს.

ზე-60 ნახ-ზე ნაჩვენებია ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით ჩაბერვის წნევის ცვალებადობა როგორც ცენტრიდანული (1), ისე



ნახ. 60. ჩაბერვის წნევის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით: 1—ცენტრიდანული დამპირხნი; 2—პოცულობითი დამპირხნი.

მოცულობითი დამპირხნისათვის (2).

გრაფიკი გვიჩვენებს, თუ რა შედეგად ეცემა ჩაბერვის წნევა ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს: შესაძინევი ისიც, რომ მოცულობით დამპირხნთან შედარებით ცენტრიდანული კომპრესორი ჩაბერვის წნევის უფრო მკვეთრ ვარდნას გვაძლევს.

ცენტრიდანული კომპრესორის გამოყენება საავტომობილო ძრავაზე სავსებით შესაძლებელი გახდებოდა. თუ განხორციელდებოდა ისეთი საიმედო მექანიზმი, რომელიც უზრუნველყოფდა ძრავას სიჩქარითი რეჟიმის შემცირების დროს მუხლა ლილიდან კომპრესორის ლალვაში გადაცემის რიცხვის ავტომატურ ზრდას. ასეთ შემთხვევაში გამოორიცხება ჩაბერვის წნევის ვარდნის საშიშროება და შენარჩუნებული იქნება ძრავას დინამიკური თვისებები.

სამწუხაროდ, ასეთი მექანიზმები გამოდის ძალიან მძიმე, დიდი და ნაკლებად საიმედო, რის გამოც სადღეისოდ მათი გამოყენების შესახებ ფიქრი არ შეიძლება.

გამორიცხულია აგრეთვე როტაციული ტიპის ფრთებანი დამპირხნის გამოყენების შესაძლებლობა, რადვანაც არაა შექმნილი მისი საიმედო კონსტრუქცია. ამასთანავე, არსებობს ყველა რეალური შესაძლებლობა ასეთი ტიპის დამპირხნის შესაქმნელად.

იმისათვის, რომ მოხერხდეს საავტომობილო ძრავაზე აირტერბინული აქერი, მქონე ცენტრიდანული კომპრესორი გამოყენება. მიზანშეწონილია ესეთი ტერბინის გამოყენება. სადაც შექმნილი იქნება საქმენი აპარატი. გასავალი კვეთის ცვალებადობის შედეგად. ასეთ შემთხვევაში შეაძლებელია ძრავას ბრუნთა რიცხვს შეცვრებისთანავე საქმენი აპარტის გასავალი კვეთის შემცირება, რი გამოც გაიზრდება მისი გასავალი აირი. სიჩქარე, მოიზტებს ტერბინისა და

კომპრესორის ბრუნთა რიცხვი და გამოსწორდება ცენტრიდანული კომპრესორის ის ნაკლი, რომელზედაც ზემოთ იყო ლაპარაკი.

ასეთი სისტემა შეიქმნა ЗИЛ-130 ძრავასათვის საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტში (კ. გიგაუ-რი და ჯ. მქედლიშვილი). რომელმაც გამოცდის დროს კარგი შედეგი უჩვენა.

§ 5. საავტომობილო კაბინათმშენებელი ძრავის ჩაბერვა.

ავტომობილის ექსპლოატაციის პირობები თავისებურ მოთხოვნებს უყენებს მისი ძრავას ჩაბერვის სისტემას.

იმის გამო, რომ ავტომობილი მუშაობს მუდმივად ცვალებადი რე-ჟიმით, საჭიროა ხერხდებოდეს მუხტის დაკირხნის წნევის ცვალებადობა საჭირო ფარგლებში. ასეთი ღონისძიება განსაკუთრებით საჭი-როა ავტომობილისათვის, რომელსაც მაღალმთიან პირობებში უხდება მუშაობა. გარდა ამისა, დამკირხნი სწრაფად უნდა რეაგირებდეს ძრავას დატვირთვის შეცვლაზე და არ ამქლავებდეს დიდ ინერციულობას.

ერთმანეთისაგან უნდა განვასხვაოთ ძრავა, რომელიც თავიდანვე დაპროექტებული და განხორციელებულია ჩაბერვის გათვალისწინებით, ისეთი ძრავასაგან, რომელსაც შემდეგ დაემატა ჩაბერვის სისტემა.

თუ დავაკვირდებით საზღვარგარეთ არსებულ ჩაბერვის მქონე სა-ავტომობილო ძრავებს, დავრწმუნდებით, რომ თითქმის მულამ საჭმე გვაქვს მეორე შემთხვევასთან.

სერიული წარმოების ძრავა ითვალისწინებს მის მუშაობას გან-საზღვრული საწვავით და კუმშვის ხარისხით. თუ მოვისურვებთ, რომ ამ ძრავას მოვუწყვოთ ჩაბერვის სისტემა, მაშინ წავაწყდებით მნიშვნე-ლოვან სირთულეს. ეს სირთულე იმაში მდგომარეობს, რომ ჩაბერვის ზრდასთან ერთად მოიმატებს წნევა და ტემპერატურა კუმშვის ბო-ლოს, რასაც მოჰყვება დეტონაციისაქენ მიდრეკილების ზრდა.

ამ სიძნელის გადასალახავად და იმისათვის, რომ უზრუნველყოთ ჩაბერვის დროს ძრავას უდეტონაციო მუშაობა, საჭიროა განვახორ-ციელოთ სამიდან ერთ-ერთი ღონისძიება. ესენია:

1. უფრო მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინის გამოყე-ნება;
2. კუმშვის ხარისხის შემცირება;
3. ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება.

რა თქმა უნდა, ყველაზე ხელსაყრელია მაღალი ოქტანური რი-ცხის მქონე ბენზინის გამოყენება, რადგანაც როგორც კუმშვის ხა-

რისხის, ისე ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება აუარესებს ძრავას მაჩვენებლებს.

მაგრამ მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინით მომარაგება ზოგჯერ დაკავშირებულია სირთულესთან და მუდამ არ ხერხდება. მართლაც, თუკი მოგვეპოვება იაფი, უფრო მაღალი ოქტანური რიცხვის მქონე ბენზინი, მაშინ ის ძალიან კარგად შეიძლება გამოვიყენოთ ჩვეულებრივ ძრავაშიც, რომელსაც ჩაბერვა არ აქვს.

კუმშვის ხარისხის შემცირება უფრო ხელსაყრელია, ვიდრე ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება, მაგრამ ის დაკავშირებულია იმ სირთულესთან, რომ მოითხოვს კუმშვის კამერის მოცულობის გადიდებას და, მაშასადამე, ცილინდრების ახალი სახურავის დამზადებას.

ანთების წინსწრების კუთხის შემცირება არაა დაკავშირებული არავითარ გადაკეთებებთან, რის გამო ყველაზე უფრო ხშირად მას მიმართავენ.

საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის მაქანათა მექანიკის ინსტიტუტში ეს საკითხი გადაწყვეტილია იმით, რომ ანთებას სისტემის ვაკუუმ-კორექტორი დამპირხნის ჩართვის დროს ავტომატურად ამკურნებს ანთების წინსწრების კუთხეს, რომელიც დამპირხნის გამოართვათან ერთად უბრუნდება თავის საწყის მნიშვნელობას.

ერთ-ერთი საინტერესო მოვლენა, რაც ხდება კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვის დროს, ის არის, რომ კუმშვის პროცესში აირის წნევის გადიდების შედეგად შესაძლებელი ხდება ცილინდრებში უფრო ღარიბი ნარეუების დაწვა.

მაგალითად, პროფ. ნ. დიაჩენკომ ექსპერიმენტულად დაადგინა, რომ ЗИЛ-120 ძრავაში ჩაბერვის წნევის გადიდებისას 1,033 კგ/სმ²-დან 1,233 კგ/სმ²-მდე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, რომლის დროსაც გვაქვს საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი, მატულობს 1,085-დან 1,245-მდე. ასევე იზრდება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმზე მუშაობას. ეს გარემოება მიგვიჩვენებს იმაზე, რომ ჩაბერვა შეიძლება გამოვიყენოთ არა მარტო ძრავას სიმძლავრის ზრდისათვის, არამედ მისი ეკონომიურობის გადიდებისთვისაც.

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავასათვის ჩაბერვა შეიძლება როგორც დამპირხნის მექანიკური აძვრით, ასევე აირტურბინული.

მექანიკური ამძრავის მქონე ჩაბერვისათვის, ჩვეულებრივ, იყენებენ როტორული ტიპის მოცულობით დამპირხნს ან ცენტრიდანულ კომპრესორს, რომელსაც ამძრავში ცვალებადი გადაცემის რიცხვი აქვს.

თუ ჩაბერვა ხორციელდება მუდმივი გადაცემის რიცხვის მქონე ამძრავით, მაშინ უპირატესობა უნდა მიეცეს მოცულობით დამპირხნს, რადგანაც ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის შემცირების შემ-

სხველაში ცენტრიდანულ კომპრესორთან შედარებით ასეთი დამპირხ-
ნის მწარმოებლობა ეცემა ნაკლები ინტენსივობით.

ჩოტორული ტიპის მოცულობითი დამპირხნი, მცირე ბრუნთა
რიცხვების დროს, იძლევა ჩაბერვის შედარებით მაღალ წნევას, რაც
დადებითად მოქმედებს ავტომობილის დინამიკაზე.

ცენტრიდანული კომპრესორი იძლევა ჩაბერვის შედარებით დიდ
წნევებს მხოლოდ ფრთოვანას მაღალი ბრუნთა რიცხვის დროს. ამის
გამო, მაშინ, როცა ჩაბერვისათვის გამოყენებულია მუდმივი ამძრავის
მქონე ასეთი კომპრესორი, არ უნდა მოველოდეთ ავტომობილის მა-
ღალ დინამიკურ მაჩვენებლებს ძრავას მუშაობისას შემცირებული
ბრუნთა რიცხვით.

ამ ნაკლის გამოსასწორებლად, როგორც ამის შესახებ ზემოთ
აღნიშნეთ. იყო ცდები განხორციელებინათ ცენტრიდანული კომპრე-
სორის აქტა, სადაც ძრავას ბრუნთა რიცხვის შემცირებასთან ერთად
ჩატულობს გადაცემათა რიცხვი და კომპრესორის ფრთოვანა ყველა
შემთხვევაში ბრუნავს მაღალი სისწრაფით და უზრუნველყოფს ცილინ-
დრების საჭირო შევსებას. სამწუხაროდ, ასეთი სისტემა რთულია და
ვერ პოულობს პრაქტიკულ გავრცელებას.

ოპორტივობად იქნის სისტემისა, ასეთი ჩაბერვის დიდი ნაკლია
ის. რომ დამპირხნის მუშაობაზე იხარჯება ძრავას ევექტური სიმძლავ-
რის შესამჩნევი ნაწილი. ეს მოვლენა განსაკუთრებით შესამჩნევი ხდებ-
და მაშინ, როცა ეცემა ძრავას საჩქაროთი რეჟიმი და როდესაც ძრავას
ევექტური სიმძლავრე მნიშვნელოვნად კლებულობს. ჩაბერვაზე დახარ-
ჯული კუთრი მუშაობა კი თითქმის უცვლელი რჩება. ამასთანავე, რაც
უფრო მაღალია ჩაბერვის წნევა, მით უფრო შესამჩნევია ძრავას ეკო-
ნომიურობის გაუარესება.

უფრო მიხანმეწონილად უნდა ჩათვალოს არტურბინული ჩა-
ბერვის ვანხორციელება.

დადებით თვისებებთან ერთად არტურბინულ ჩაბერვას, გამოყე-
ნებულს საავტომობილო კარბურატორიან ძრავაზე, ნაკლოვანებაც ახა-
სიათებს. მათგან ძირითადია — არადამაკმაყოფილებელი ვანვითარება
მპბრუნი მომენტისა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ვარდნის დროს.

ამ გარემოების მოსაწესრიგებლად შესაძლებელია განვხორცი-
ელოთ ტურბოკომპრესორის რეგულირება. რეგულირებული ტურბო-
ჩაბერვა აუმჯობესებს ძრავას სიჩქარით მახასიათებელს, რაც გამოიხა-
ტება მპბრუნი მომენტის მკვეთარ ზრდაში მუხლა ლილვის ბრუნთა
რიცხვის შემცირების დროს.

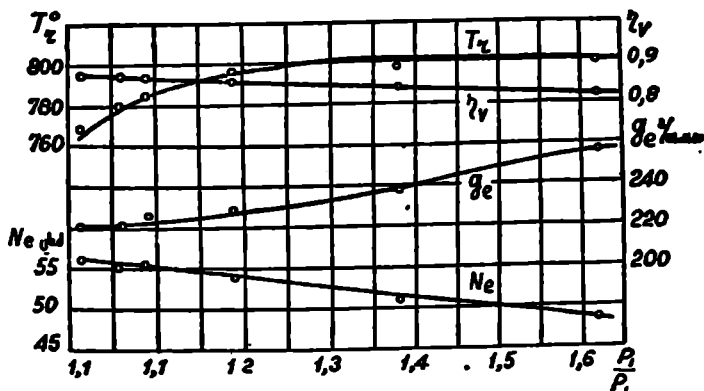
რეგულირებული ტურბოკომპრესორული ჩაბერვის ვანხორციე-
ლებისათვის პრაქტიკულად შეიძლება გამოვიყენოთ:

1. ტურბინის მუშაობის რეჟიმის რეგულირება გამობოლქვილი აირის ნაწილის გაშვებით უშუალოდ ატმოსფეროში (ტურბინაში გავლის გარეშე);

2. ტურბინის მუშაობის რეჟიმის რეგულირება მისი გამტარუნარიანობის ცვალებადობით.

მხედველობიდან არ უნდა გამოგვრჩეს აგრეთვე ძრავას მაჩვენებლების გაუმჯობესების შესაძლებლობა მისი ოპტიმალური რეჟიმის მიხედვით ტურბოკომპრესორის მომართვით.

ლიზელის მაჩვენებლებზე ნამუშევარი აირების გამობოლქვის წინა-



ნახ. 61. Д-54 ღიზელის ზოგიერთი პარამეტრის დაბოკიდებულება გამობოლქვის წინააღობაზე.

ლობის გადიდების გავლენის შესასწავლად ტექნ. მეცნ. კანდიდატმა ა. ნამორაძემ ჩაატარა Д-54 ღიზელის სპეციალური გამოცდა. ამ გამოცდის შედეგები ნაჩვენებია 61-ე ნახ-ზე, სადაც გამოსახულია ძრავას სიმძლავრის N_e , საწვავის კუთრი ხარჯის g_e , შეესების კოეფიციენტის η_v და ნარჩენი აირების ტემპერატურის T_z დამოკიდებულება გამობოლქვის უკუწნევაზე. ამ გრაფიკის აბსცისაზე გადაზომილია გამომშვებ კოლექტორში აირის წნევის p_1 ფარდობა ატმოსფერულ წნევასთან p_0 , რაც, ცხადია, გამოსახავს გამობოლქვის წინააღობას.

რეგულირების პირველი ხერხი იმაში მდგომარეობს, რომ ნომინალური რეჟიმით ძრავას მუშაობის დროს გამობოლქვილი აირების ნაწილი გაიდევნება ტურბინაში გავლის გარეშე. ამასთანავე, მუხლა ლილის ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს გადაშვებული აირის რაოდენობა კლებულობს და მაქსიმალური მომენტის შესაბამის რეჟიმზე გამობოლქვილი აირები მთლიანად გაიდევნება ტურბინაში გავლით. აირების გადაშვების გამოყენება მიზანშეწონილია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ტურბოკომპრესორი სპეციალურადაა მომართული ძრავას მაქსიმალური მომენტის შესაბამის რეჟიმზე.

ტურბოკომპრესორის რეგულირება ტურბინის გამტარუნარიანობის ცვალებადობით შესაძლებელია განხორციელდეს ბრუნთა რიცხვების ცვალებადობის დიდ დიაპაზონში. ასეთი რეგულირება ხორციელდება საქშენი აპარატის გასავალი კვეთის ფართობის ცვალებადობით, რაც მოითხოვს ამ აპარატის სახსრებზე მოწყობილი ფრთების შემობრუნებას.

ტურბინის გამტარუნარიანობის ცვალებადობა საშუალებას იძლევა ძრავას რეჟიმის ცვალებადობის დროს მივიღოთ ტურბოკომპრესორის ოპტიმალური მახასიათებლები და აპირთ გავაუმჯობესოთ ძრავას დინამიკური მაჩვენებლები. ამ მეთოდის გამოყენების სირთულე იმაში მდგომარეობს, რომ ის მოითხოვს სახსრიანი ფრთების მქონე საქშენ აპარატს, რომლის დამზადება სირთულეებთანაა დაკავშირებული.

სარეგულირებელი საქშენი აპარატის ნაკლად ისიც უნდა ჩაითვალოს, რომ ფრთების შემობრუნების დროს იცვლება რადიალური ღრეჩო, რომელშიაც შეიძლება გავიდეს აირი. გარდა ამისა, ასეთი კონსტრუქცია რთულია და ხასიათდება დაბალი საექსპლოატაციო საიმედოობით.

მაბრუნე მომენტის მარაგის ზრდას მივალწევთ, თუ ტურბოკომპრესორის დაპროექტების დროს ტურბინის საქშენი აპარატის გასავალ კვეთს ისე შევარჩევთ, რომ ძრავას მაქსიმალური მაბრუნე მომენტის შესაბამის რეჟიმს დაემთხვეს ტურბოკომპრესორის მაქსიმალური მ. ქ. კ. ცხადია, რომ ასეთ შემთხვევაში ძრავას ნომინალურ რეჟიმზე ტურბოკომპრესორის მ. ქ. კ. შემცირებული იქნება.

ზოგ შემთხვევაში მიზანშეწონილია ტურბოკომპრესორის ისეთი საშუალებდო მომართვა, რომ საქშენი აპარატის გასავალი კვეთის სიდიდე ოპტიმალური იყოს მაშინ, როცა მუხლა ლილის ბრუნთა რიცხვი შეადგენს ოპტიმუმს 70—80%. ასეთ შემთხვევაში ძრავას ნო-

მინალურ რეჟიმზე რამდენიმედ გაუმჯობესდება ტურბოკომპრესორის მ. ქ. კ. მაგრამ ამასთანავე რამდენიმედ მოიკლებს მაქსიმალური მოგირის სიდიდე.

§ 4. სატრაქტორო დიზაინის ჩაბარება

სატრაქტორო დიზეინი მუშაობს დაახლოებით მუდმივ დატვირთვისა და ბრუნთა რიცხვის რეჟიმზე. ეს გარემოება განაპირობებს მისი ჩაბერვისათვის ტურბოკომპრესორული (აირტურბინული) სისტემის გამოყენების მიზანშეწონილობას. ცხადია, ასეთ შემთხვევაში მექანიკური აძვრის მქონე მოცულობითი დამკვირხნი ვერ გაუწევს ტურბოკომპრესორს ვერავითარ კონკურენციას.

თუ ერთიმეორეს შევადარებთ აირტურბინულსა და მექანიკურა აძვრის მქონე ცენტრიდანულ კომპრესორულ ჩაბერვას, დავრწმუნდებით, რომ პირველ შემთხვევაში ჩაბერვის წნევა შეიცვლება ძრავას დატვირთვისთან ერთად, იმ დროს, როდესაც მეორე შემთხვევაში ძრავას ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვის დროს ჩაბერვის წნევა არ იქნება დამოკიდებული დატვირთვაზე. ამის შედეგად მცირე დატვირთვით ძრავას მუშაობისას დამკვირხნს ექნება ზედმეტი მწარმოებლობა, რასაც მოჰყვება ძრავას ეფექტური მ. ქ. კ-ის ვარდნა.

აღსანიშნავია, რომ ერთი და იმავე ინდიკატორული სიმძლავრის დროს ძრავას ეფექტური სიმძლავრე აირტურბინული ჩაბერვის შემთხვევაში მეტი იქნება, ვიდრე ჩაბერვის მექანიკური აძვრის მქონე ძრავაში. ეს იმით აიხსნება, რომ ინდიკატორული სიმძლავრის დანაკარგი ტურბინის დაყენების დროს უკუწნევის გადიდების გამო ნაკლებია, ვიდრე სიმძლავრე, საჭირო დამკვირხნის მექანიკური აძვრისათვის..

ყოველივე ამის შედეგია ის, რომ აირტურბინული ჩაბერვის მქონე ძრავას მ. ქ. კ. 5%-6%-ით მეტია ისეთი ძრავას მ. ქ. კ-თან შედარებით, რომელსაც მოწყობილი აქვს ჩაბერვა მექანიკური აძვრით.

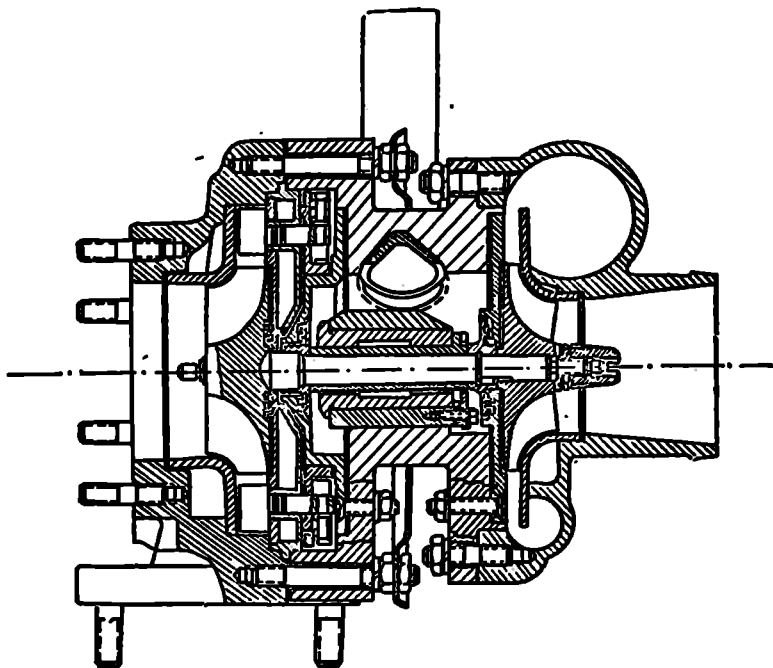
არსებული გამოცდილების საფუძველზე საკავშირო ცენტრალურმა სადიზეინო ინსტიტუტმა დაამუშავა დიზეინების ჩაბერვისათვის რიგი ტურბოკომპრესორებისა. ძრავებისათვის, რომელთა სიმძლავრე ცვალებადობს 40-დან 500 ცხ. ძ-მდე, გათვალისწინებულია ხუთი ტიპის ტურბოკომპრესორი: TKP-8,5, TKP-11, TKP-14, TKP-18 და TKP-23. ძარკების აღნიშვნაში ციფრი გამოხატავს ტურბინის თვის დიამეტრს, გამოსახულს სანტიმეტრობით.

როგორც წესი, ტურბინის მუშა თვლისა და კომპრესორის ფრთოვანას სვამენ ერთ. ლილვზე, რის შედეგად გამოდის ძალიან კომპაქტური დამპირბინი აგრეგატი — ტურბოკომპრესორი.

ფართოდ გავრცელდა აირტურბინული ჩაბერვა თავისუფალი ტურბოკომპრესორით, რომელსაც არ აქვს კინემატიკური (მექანიკური) კავშირი მუხლა ლილვთან. ასეთ სისტემაში ტურბოკომპრესორი დამოუკიდებელი აგრეგატია და დაკავშირებულია ძრავასთან მხოლოდ აირცვლის თვალსაზრისით.

ნ1, ა. ნახ-ზე ნაჩვენებია TKP-8,5 ტურბოკომპრესორის კრილი. აქ ტურბინისა და კომპრესორის თვლები კონსოლურადაა დასმული ლილვის ორივე მხარეს, ხოლო როტორის საყრდენი საყისარი მოთავსებულია შუა გარსაცმში.

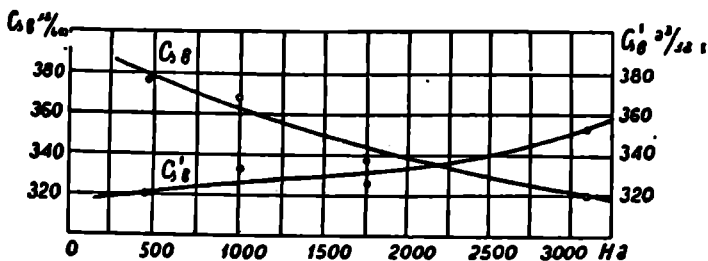
ტურბინისა და კომპრესორის ფრთები რადიალურია. კომპრესო-



ნა6. 61, ა. TKP-8,5 ტურბოკომპრესორის კრილი.

რის თვალი ნახევრად დახურულია. გამობოლქვილი აირების კინეტიკური ენერგიის უფრო სრული გამოყენებისათვის ტურბინა იმპულსურია და აირები მუშა თვალს მიეწოდება განცალკევებული გამომშვები კოლექტორებიდან.

ტურბოკომპრესორის გამოყენება იწვევს ნამუშევარი აირების გამობოლქვის წინააღობის გადიდებას, რასაც თან სდევს ნარჩენი აირების რაოდენობისა და წნევის ზრდა. ამის შედეგად რამდენიმედ უარესდება ძრავას მაჩვენებლები, მაგრამ ეს გაუარესება დიდი ვადაპარბებით ანაზღაურდება ჩაბერვის დადებითი გავლენით.



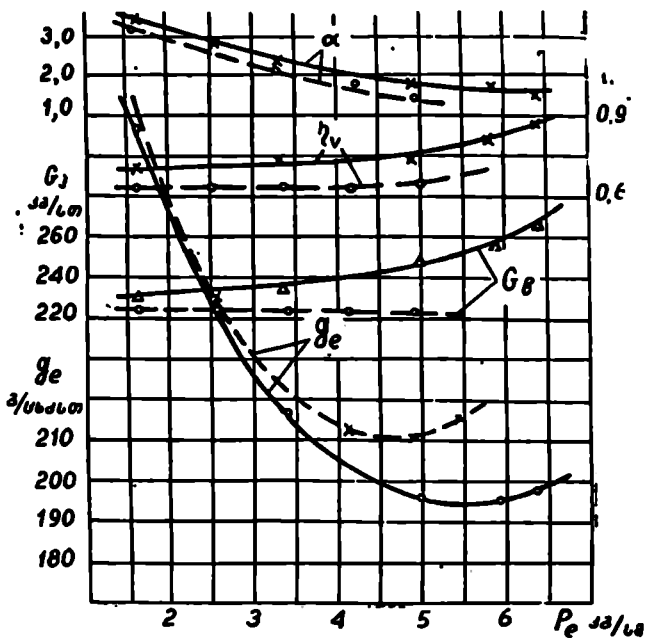
ნახ. 62. TKP-11 ტურბოკომპრესორის მწარმოებლობის ცვალებადობა სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

თუ ტურბოკომპრესორი გამოყენებულია სასიმალო პირობებში ძრავას დაკარგული სიმძლავრის საკომპენსაციოდ, მაშინ შესაძინეად მარტივდება ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით ჩაბერვის წნევის ცვალებადობის საკითხი.

სასიმალო პირობებში ტურბოკომპრესორი ამჟღავნებს ერთ საინტერესო თვისებას, რაც იმაში გამოიხატება, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად, ტურბინიდან გამომავალი აირების უკუწნევის შემცირების გამო, ტურბოკომპრესორის ბრუნთა რიცხვი მატულობს, კომპრესორის მოცულობითი მწარმოებლობა იზრდება და იქნება ძრავას დაკარგული სიმძლავრის კომპენსაციის შესაძლებლობა.

62-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მრუდები, რომლებიც გამოსახავენ ტურბინის ლილეზე დასმული ცენტრიდანული კომპრესორის მოცულობითი (G_1) და მასური (G_2) მწარმოებლობის ცვალებადობას ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ტურბინის ბრუნვის სისწრაფის გადიდების გამო ცენტრიდანული კომპრესორის მოცულობითი მწარმოებლობა იზრდება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად, მაგრამ



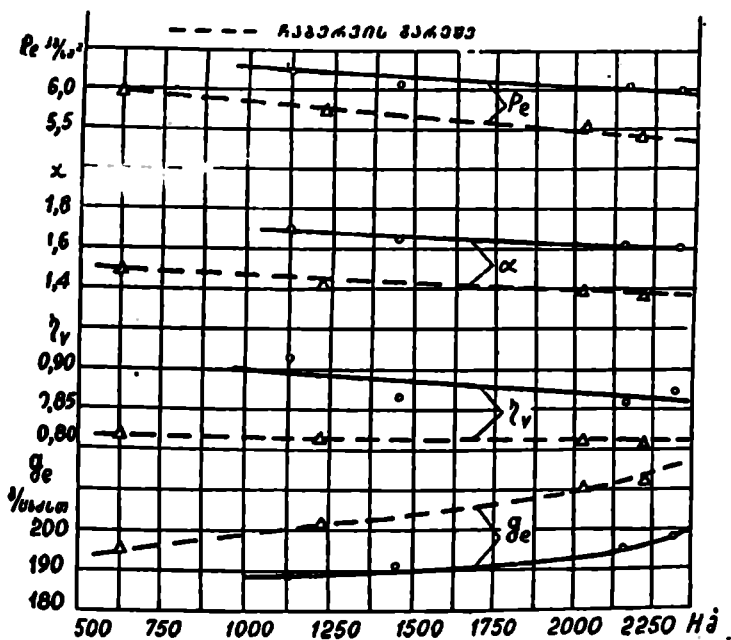
ნახ. 63. CMД-7 დიზელის მახასიათებლები ჩაბერვით და ჩაბერვის გარეშე.

მოცულობითი მწარმოებლობის ზრდა წარმოებს ნაკლები ინტენსივობით, ვიდრე ჰაერის სიმკვრივის შემცირება, ამიტომ ზღვის დონიდან სიმაღლის მატებასთან ერთად კომპრესორის მასობრივი მწარმოებლობა რამდენიმედ ეცემა.

63-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია CMД-1 დიზელის სადატვირთო მახასიათებელი, აღებული მისი მუშაობისას ჩაბერვით და ჩაბერვის გარეშე, ზღვის დონიდან 2300 მ სიმაღლეზე.

მახასიათებელი გარკვევით გვიჩვენებს ჩაბერვის დადებით გავლენას დიზელის მუშაობაზე სასიმალო პირობებში.

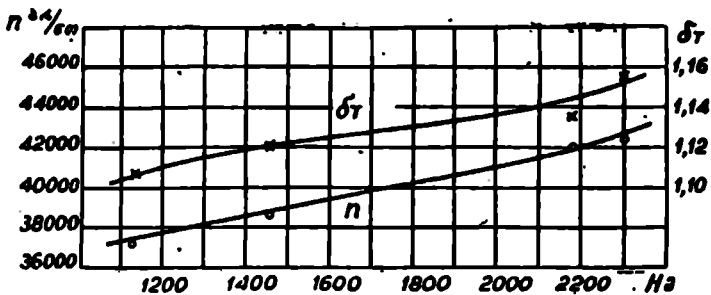
64-ე ნახ-ზე გამოსახულია ამავე ძრავას სასიმალო მახასიათებე-



ლი, სადაც აგებულია p_e , α , η_v და g_e პარამეტრების ცვალებადობის მრუდები ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით.

ამ მონაცემებით ირკვევა, რომ დაახლოებით 2300 მ სიმაღლემდე აირტურბინული ჩაბერვა უზრუნველყოფს $CM-7$ დიზელის სიმძლავრის სრულ კომპენსაციას და ამასთანავე ეკონომიურობის გაუმჯობესებას.

როგორც აღვნიშნეთ, სასიმაღლო პირობებში ტურბინიდან გამოშვებული აირის უკუწნევის შემცირება მნიშვნელოვან გაელენას ახდენს ტურბოკომპრესორის მუშაობაზე. კერძოდ, ამ მიზეზის გამო იზრდება ტურბინაში აირის გაჯართობის ხარისხი β , და ამის შედეგად მატულობს ლილვის ბრუნთა რიცხვი n . ეს გარემოება $TKP-8.5$ ტურბოკომპრესორისათვის გამოსახულია 65-ე ნახ.ზე.



ნახ. 65. ТГР-8.5 ტურბოკომპრესორისათვის $\delta\gamma$ და η პარამეტრების ცვალებადობა სიმაღლეების მიხედვით.

როგორც ჩანს, ზღვის დონიდან სიმაღლის მატების დროს ტურბოკომპრესორის ბრუნთა რიცხვის ზრდა მნიშვნელოვანია.

ზემომოყვანილი მრუდები აგებულია ექსპერიმენტული კვლევის შედეგად ტექნიკის მეცნ. კანდიდატის ი. ჯებაშვილისა და ინჟ. ი. ლეონიანიძის მიერ.

ძრავას მახასიათებლები

ძრავას სხვადასხვა პარამეტრს შორის დამოკიდებულების გამო-
მსახველ შრულს ძრავას მახასიათებელი ეწოდება. მახასიათებელზე,
ჩვეულებრივ, მოყვანილია პარამეტრების ცვალებადობა ძრავას მუ-
შაობის რეჟიმის მიხედვით, რის გამოც ის შეიძლება გამოვიყენოთ
ძრავას ეკონომიური და დინამიკური თვისებების შეფასებისა და ანა-
ლიზისათვის. მახასიათებელი შეიძლება აგრეთვე გამოვიყენოთ მანქა-
ნის (ტრაქტორის ან ავტომობილის) საექსპლოატაციო გაანგარიშების
დროს.

მახასიათებლები აიგება ძრავას გამოცდის შედეგების მიხედვით
და, მაშასადამე, გამოსახავს ძრავას რეალურ თვისებებს, რომლებსაც
ის გამოამუღავნებს მანქანის ექსპლოატაციის დროს.

საავტოტრაქტორო ძრავას ძირითად მახასიათებლებად ითვლება
ეგრეთ წოდებული სიჩქარითი და სადატვიერთო მახასიათებლები; გარ-
და ამისა, გვხვდება აგრეთვე სარეგულაციო უქმი სვლისა და სპეცია-
ლური მახასიათებლები.

სპეციალური მახასიათებლების აგება დაკავშირებულია კვლევით
მუშაობასთან და ამიტომ მათ შეიძლება ჰქონდეთ სულ სხვადასხვა
ახე.

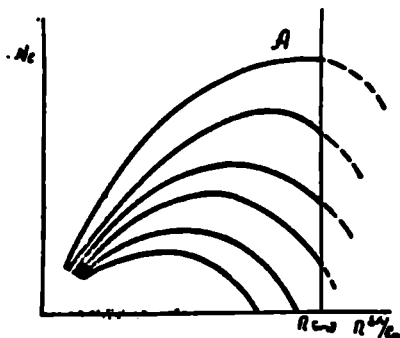
ქვემოთ განხილულია საავტოტრაქტორო ძრავას მახასიათებლე-
ბის უმთავრესი სახეები.

§ 1. სიჩქარითი მახასიათებლები.

მახასიათებლებს, რომლებიც გამოსახავენ ძრავას ძირითადი პარა-
მეტრების ცვალებადობას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე დამოკი-
დებულებით, სიჩქარითი მახასიათებლები ეწოდება.

განმარტების შესაბამისად, სიჩქარითი მახასიათებლის აბსცისა მუ-
დამ გამოსახავს ძრავას ბრუნთა რიცხვს.

ცხადია, რომ სიჩქარითი მახასიათებლები შეიძლება იყოს სხვადა-
სხვა სახის. მათ შორის ყველაზე ფართოდ გამოიყენება შიგაწვის ძრავას
ეგრეთ წოდებული გარე მახასიათებელი, რომელიც გამოსახავს
ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის დროს ძრავას სიმძლავრის ცვალებადობას
დროსელის სრული ვალებისათვის (კარბურატორიანი ან აირით
მომუშავე ძრავა) ან საწვავის სრული მიწოდებისათვის (დიზელი). რო-



ნახ. 66. ძრავას სიჩქარითი მახასიათებლები.

ბლები, რომლებიც შეესაბამება დროსელის ნაწილობრივ გაღებას ან საწვავის არასრულ მიწოდებას.

66-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ძრავას სიჩქარითი მახასიათებლები, რომელთაგან *A* გარე, დანარჩენები კი შიგა მახასიათებლებია. ადვილი წარმოსადგენია, რომ შიგა მახასიათებლები უამრავი შეიძლება იყოს.

დასახელება „გარე“ და „შიგა“ მახასიათებლები წარმომდგარია მათი განლაგების თავისებურებების შესაბამისად.

პრაქტიკაში. ძირითადად გამოიყენება გარე მახასიათებლები.

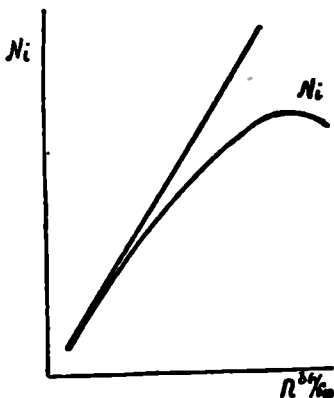
67-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავას ინდიკატორული *Ni* სიმძლავრის ცვალებადობის ხასიათი. როგორც ჩანს, ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობასთან ერთად ძრავას სიმძლავრე მატულობს განსაზღვრულ n_1 ბრუნთა რიცხვამდე, შემდეგ კი იწყებს კლებას. შეიმჩნევა ისიც, რომ n_1 ბრუნთა რიცხვამდე სიმძლავრის მატების ინტენსივობა თანდათან კლებულობს.

აღსანიშნავია, რომ იდეალურ ძრავაში, სადაც არ უნდა არსებობდეს არავითარი წინაღობა და წვაც ყველა რეჟიმებზე სრულად უნდა მიმდინარეობდეს, დამოკიდებულება $N_i = f(n)$ გამოისახება სწორი ხაზით. სინამდვილეში, როგორც ეს 67-ე ნახ-ზე გამოსახული გრაფი-

დესაც საწვავემომწორი ტუმბოს ლარტყა ზღრულ განაპირა მდგომარეობაშია და ძრავა ავითარებს ნორმალურ სიმძლავრეს.

გარდა სიმძლავრისა, გარე მახასიათებელზე, ჩვეულებრივ, უჩვენებენ აგრეთვე მატრუნი მომენტისა და საწვავის ხარჯის ცვალებადობას.

არსებობს აგრეთვე შიგა (ნაწილობრივი) მახასიათებ-

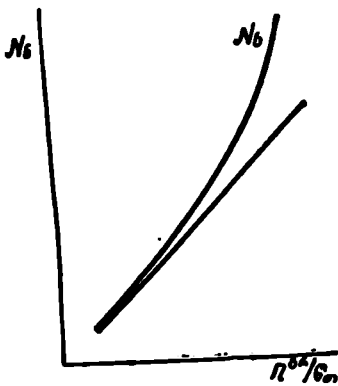


ნახ. 67. ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის ცვალებადობის ხასიათი.

კიდან ჩანს, ხდება ამ დამოკიდებულებების მნიშვნელოვანი გადახრა იდეალურისაგან. ეს იმით აიხსნება, რომ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად მნიშვნელოვნად იზრდება შემშვები სისტემის პირავლიკური წინაღობა, რაც შეცვლების კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს. ამრიგად, ძრავას ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, მართალია, პროპორციულად მატულობს მუშა სვლების რაოდენობა, მაგრამ კლებულობს ცილინდრში ყოველ სვლაზე მოხვედრილი მუხტის სიდიდე, რაც სიმძლავრის ზრდის ინტენსივობის შემცირებას იწვევს. ბრუნთა რიცხვის შემდეგი ზრდის დროს ცილინდრის თითოეული მუხტის რაოდენობა იმდენად მცირდება, რომ, მიუხედავად მუშა სვლების მატებისა, ძრავას სიმძლავრე იწვევს კლებას. რაც უფრო სრულყოფილი იქნება შემშვები სისტემა, მით პრაქტიკულად უფრო დიდია n_1 ბრუნთა რიცხვი.

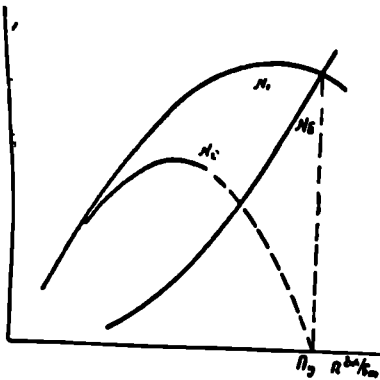
სიმძლავრის მრუდის ასეთ განვითარებაზე, რა თქმა უნდა, აგრეთვე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ის გარემოებაც, რომ, ბრუნთა რიცხვის მატების დროს უარესდება წვის პროცესი და მცირდება სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

68-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ხახუნის სიმძლავრის (რომელშიც აგრეთვე შედის დამხმარე სისტემების ამერისათვის საჭირო სიმძლავრე) ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით. როგორც გრაფიკი გვიჩვენებს, ბრუნთა რიცხვის გადიდებასთან ერთად მატულობს ხახუნის სიმძლავრის ზრდის ინტენსივობა. ეს ძირითადად იმით აიხსნება, რომ ბრუნთა რიცხვის კვადრატის პროპორციულად მატულობს ინერციის ძალები, რაც იწვევს მოხახუნე ზედაპირებზე წნევის გადიდებას და, შესაბამისად, ხახუნის მუშაობის ზრდას. ამასთან ერთად დიდ სიჩქარეებზე უარესდება მოხახუნე ზედაპირების შეზეთვა.



ნახ. 68. ხახუნის სიმძლავრის ცვალებადობის ხასიათი.

69-ე ნახ-ზე შეთავსებულია შემოგანხილული მრუდები და აგრეთვე $N_2 = N_1 - N_0$ ტოლობის საფუძველზე აგებულია ეფექტური N_2 სიმძლავრის ცვალებადობის მრუდი. N_1 და N_0 მრუდების გადაკვეთა შეესაბამება ძრავას მუშაობას უქმი სვლით ($N_1 = N_0$), რადგანაც ამ დროს



ნახ. 69. ძრავის ეფექტური სიმძლავრის ცვალებადობის ხასიათი.

ცილინდრებში განვითარებულ ინდიკატორული სიმძლავრე მთლიანად იხარჯება ხახუნის მუშაობის დაძლევაზე. N_e ბრუნთა რიცხვი, რომელიც შეესაბამება ამ გადაკვეთას, წარმოადგენს უკმა სვლის მაქსიმალურ ბრუნთა რიცხვს. პრაქტიკულად N_e ბრუნთა რიცხვის განხორციელება არ ხერხდება, რადგანაც ის ძალიან მაღალია და ამ დროს წარმოქმნილი ინერციის ძალები იწვევს ძრავის ნგრევას. ამასთან დაკავშირებით N_e მახასიათებლის ნაწილი გადალუნვის შემდეგ წყვეტილი ხაზითა ნაჩვენები (ჩვეულებრივ, მახასიათებ-

ლის ამ ნაწილს გრაფიკზე არ უჩვენებენ).

70-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კარბურატორიანი ძრავის. სანიმუშო გარე მახასიათებელი, სადაც აბსცისათა ღერძი გამოსახავს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვს, ორდინატა ღერძი კი — ეფექტურ N_e სიმძლავრეს,

საწვავის G_{Σ} საათობრივ ხარჯს, საწვავის g_e კუთარ ხარჯსა და ძრავის მამბრუნ M მომენტს.

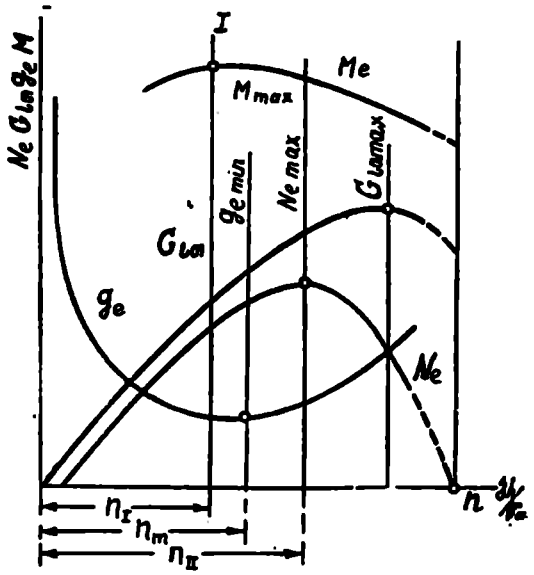
ძრავის მამბრუნი მომენტის ცვალებადობის მრუდის ასაგებად საჭიროა გამოვიყენოთ ტოლობა:

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ კგმ, ან}$$

$$M = 9,55 \frac{N_e}{n} \text{ მძ.}$$

(სიმძლავრე N_e პირველ ტოლობაში გამოსახულია ცხენის ძალებით, მეორეში ვატობით).

ვინაიდან ძრავის მამბრუნი მომენტი საშუა-



ნახ. 70. კარბურატორიანი ძრავის გარე მახასიათებელი.

ლო ეფექტური წნევის პროპორციულია. ამიტომ მომენტის ცვალებადობის მრუდი სხვა მასშტაბში გამოისახავს საშუალო ეფექტური წნევის ცვალებადობას.

მაბრუნე მომენტის ცვალებადობის ხ. ანალიზი (ნახ. 70) ვკვირვებთ, რომ ბრუნთა რიცხვის შემცირების შემთხვევაში n_1 -მდე მომენტის ზრდას იწვევს. რაც შიგთქონის ძრავას მეტად დატვირთვასთან დაკავშირებულია. კურ თვისებას ახასიათებს ძრავას გულაქრობის ხ. ანალიზი. ამ შემთხვევაში როცა მიღწეული იქნება მაქსიმალური სიმძლავრის ხ. ანალიზი, მომენტის შემცირებას იწყებს; მიუხედავად იმისა, რომ ბრუნთა რიცხვი იმატებს სიმძლავრეც კლებულობს, ძრავა არ ჩაქოვდება და ამ დროს მომენტის გაიზრდება, რაც ხელს შეუწყობს ძრავას ნიჭირობებით წინაღობა გადალახვას. ძრავა ჩაქრება მხოლოდ მაშინ, თუ წინაღობა იმდენად გაიზრდება, რომ ბრუნთა რიცხვი n_1 -ზე ნაკლები გახდება. ცხადია, რომ, რაც უფრო მკვეთრად აიწვევს ზემოთ მომენტის მრუდი და რაც უფრო დიდი იქნება შუალედი n_1 და n_{II} ბრუნთა რიცხვებს შორის. მით უკეთესი. იქნება ძრავას დინამიკური თვისებები. ამ თვისებებზე დასახასიათებლად. ჩვეულებრივ, ანგარიშობენ ეგრეთ წოდებულ შეგუების კოეფიციენტს, რომელიც გამოისახება ტოლობით

$$\varphi = \frac{M_{max}}{M_e} \quad (129)$$

სადაც M_{max} არის მომენტის მაქსიმალური სიდიდე:

M_e — მომენტის სიდიდე მაქსიმალური სიმძლავრის დროს.

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეგუების კოეფიციენტი ცვალებადობს $\varphi = 1,05$ - $1,2$ ზღვრებში.

ცხადია, რომ, რაც უფრო დიდია φ , მით უკეთესი დინამიკური თვისებებით ხასიათდება ძრავა.

მაღალი შეგუების კოეფიციენტის მქონე ძრავას გამოყენება განსაკუთრებით ხელსაყრელია ავტომობილისათვის, რომელსაც საექსპლოატაციო პირობებში ხშირად უხდება დროებით გადიდებულ წინაღობათა დაძლევა და მნიშვნელოვანი გადატვირთვა ადგილიდან დაძვრის დროს.

ზოგი ავტორი სარგებლობს აგრეთვე ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის კოეფიციენტით ϵ , რომელიც წარმოადგენს მაქსიმალური მომენტის შესაბამისი ბრუნთა რიცხვის (n_{Mmax}) შეფარდებას იმ ბრუნთა რიცხვთან, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალურ ეფექტურ სიმძლავრეს (n_{Nmax}); ამრიგად.

$$e = \frac{N_{M_{max}}}{N_{N_{max}}}$$

(130)

ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის კოეფიციენტი განსაზღვრავს ბრუნთა რიცხვის მცხედვით ძრავას მუშაობის მდგრად დიაპაზონს და გვიჩვენებს, თუ რა ზღვრამდე შეიძლება შევამციროთ ბრუნთა რიცხვი, რომ შევინარჩუნოთ ძრავას გადიდებული მამრუნი მომენტი და ძრავა არ ჩაქრეს.

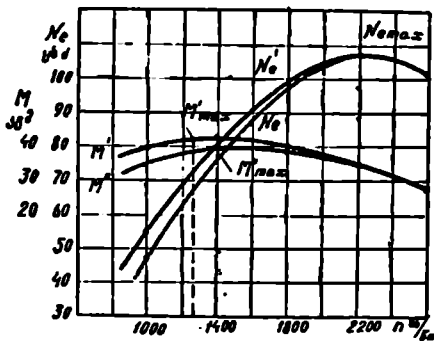
სატრანსპორტო ძრავებისათვის e ცვალებადობს 0,5—0,7 ზღვრებში. φ და e კოეფიციენტებზე კონსტრუქტორს შეუძლია გავლენა მოახდინოს აირგანაწილების ოპტიმალური ფაზების ცვალებადობით.

ჩვეულებრივ ძრავებში აირგანაწილების ფაზები მუდმივია და ამიტომ ოპტიმალურია მხოლოდ ერთ შერჩეულ ბრუნთა რიცხვზე. ოპტიმალურად ითვლება ის ფაზები, რომლის დროსაც მოცემულ სიჩქარით რეჟიმზე მიიღება ცილინდრების მაქსიმალური შევსება.

თუ აირგანაწილების ოპტიმალური ფაზები განხორციელებული იქნება ნომინალურ ბრუნთა რიცხვზე, მაშინ მივალწვეთ ძრავას გადიდებული სიმძლავრის მიღებას; თუკი ოპტიმალურ ფაზებს შევეუფარდებთ

წილობრივ შემცირებულ ბრუნთა რიცხვებს, გაიზრდება მაქსიმალური მომენტის სიდიდე და გაუმჯობესდება ძრავას დინამიური თვისებები.

არსებულ სტაციონარულ და საზღვაო ძრავებში ახორციელებენ აირგანაწილების ოპტიმალურ ფაზებს ისე, რომ მიიღონ რაც შეიძლება



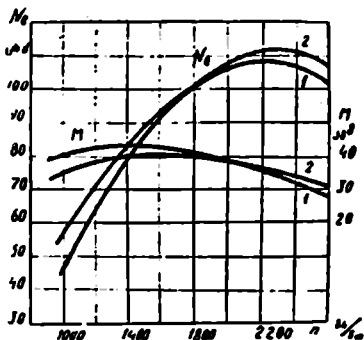
დიდი სიმძლავრე, საავტომობილო ძრავებში კი — ისე, რომ მიიღონ მაქსიმალური მამრუნი მომენტი.

მაგალითისათვის იხილეთ 71-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი ძრავას მახასიათებლები, რომლებსაც ერთნაირი მაქსიმალური სიმძლავრე აქვთ. მაგრამ პირველი ძრავას N'_e მახასიათებელი მეორე ძრავას N''_e

ნახ. 71. ორი ძრავას შესაძარებელი მახასიათებლები.

მახასიათებელზე მეტადაა ამოხნეჭილი. ამ მიზეზის გამო პირველი ძრავას M' მომენტის განვითარება მეორე ძრავას M'' მომენტის განვითარებასთან შედარებით უფრო ხელსაყრელია. შესაბამისად, პირველი ძრავა-

სათვის ვლებულობთ, რომ შეგუების კოეფიციენტი $e=0,58$. მეორე ძრავასათვის კი $\varphi=1,12$ და $e=0,63$. ცხადია, რომ, მიუხედავად ერთნაირი მაქსიმალური სიმძლავრისა, მეორესთან შედარებით პირველი ძრავას დინამიკური თვისებები ბევრად უკეთესია. ეს გარემოება შეიძლება აიხსნას ძრავას შემშვები სისტემის სრულყოფილობით.



სახ. 72. ძრავის მახასიათებლები აირგანაწილების ფაზების სხვადასხვა შერჩევისას.

72-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კოთი და იმავე ძრავას ორი მახასიათებელი: პირველი (1), როდესაც აირგანაწილების ფაზები შეესაბამება მაქსიმალური მომენტის რეჟიმს, და მეორე (2), როდესაც ოპტიმალური ფაზები შერჩეულია მაქსიმალური სიმძლავრის რეჟიმისათვის. ადვილი მისახედრია, რომ პირველი რეგულირება უფრო ხელსაყრელია სატრანსპორტო ძრავასათვის, მეორე კი — ისეთი ძრავასათვის, რომელიც შედარებით თანაბარი დატვირთვით მუშაობს.

საწვავის საათობრივი ხარჯი დროსელის ან ხაწვავის ტუმბოს ლარტყის უცვლელი მდგომარეობისათვის დამოკიდებულია ბრუნთარიცხვისა და ცილინდრების შევსების კოეფიციენტის სიდიდეზე. ამიტომ, სიმძლავრის ცვალებადობის ანალოგიურად ბრუნთარიცხვის ზრდის დროს საწვავის მთლიანი ხარჯი ჯერ მატულობს, შემდეგ კი მცირდება.

საწვავის მინიმალურ კუთხ ხაოჯს და, მაშასადამე, ძრავას ყველაზე უფრო ეკონომიურ მუშაობას მივიღებთ რომელიდაც n_m ბრუნთარიცხვის დროს (სახ. 181). N_e და G_{100} მრუდების განვითარების გარკვეული ხასიათის გამო n_m ბრუნთარიცხვი მუდამ ნაკლებია იმ ბრუნთარიცხვზე, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალურ ეფექტურ სიმძლავრეს ($n_m < n_{II}$).

საწვავის კუთრი ხარჯი განისაზღვრება საწვავის საათობრივი ხარჯის გაყოფით ეფექტურ სიმძლავრეზე. ამიტომ, იმ წერტილში, სადაც $N_e = 0$, საწვავის ეფექტური კუთრი ხარჯი უსასრულოა.

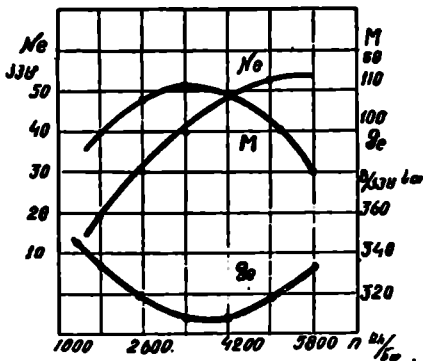
კარბურატორიანი ძრავას გარე მახასიათებელი

გარე მახასიათებლის ექსპერიმენტულად ართმევის დროს, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა მიიღწევა ძრავას დატვირთვის ცვალებადობით. ამ დროს კარბურატორისა და ანთების წინწარების რეგულირება უნდა იყოს ოპტიმალური. დროსელი კი — მთლიანად გაღებულია.

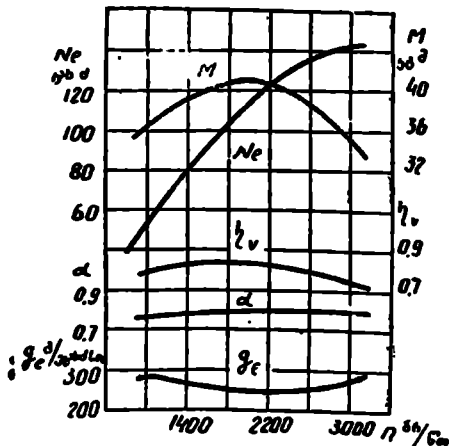
ნიმუშად 73-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია M3MA-412, ხოლო 74-ე — ЗИЛ-130 V-სებრი რეაქტიონდრიანი ბენზინით მომუშავე ძრავების გარე მახასიათებლები.

გეორე მახასიათებელზე, არადა ეფექტური სიმძლავრის, მომენტის და საწვავის ხარჯისა, ნაჩვენებია აგრეთვე შევსებისა და ერის სიჭარბის კოეფიციენტების ცვალებადობა.

როგორც მახასიათებლებიდან ჩანს, M3MA-412 ძრავა მაქსიმალურ მომენტს და საწვავის მინიმალურ ხარჯს აეითარებს მაშინ, როცა ბრუნთა რიცხვი 3000—4000 ბრ/წთ ზღვრებშია, ЗИЛ-130 ძრავა კი მაქსიმალურ მომენტს იძლევა დაახლოებით 2000 ბრ/წთ დროს, ხოლო საწვავის მინიმალურ ხარჯს — 1800—2600 ბრ/წთ ზღვრებში. ამავე მახასიათებლების დამუშავება გვიჩვენებს, რომ M3MA-412 ძრავას შეგუების კოეფიციენტი დაახლოებით შეადგენს $\varphi = 1,17$, ხოლო ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის კოეფიციენტი $\epsilon = 0,66$. იგივე მონაცემები ЗИЛ-130 ძრავასათვის, სათანადოდ, შეადგენს $\varphi = 1,23$ და $\epsilon = 0,62$.



ნახ. 73. M3MA-412 ძრავას გარე მახასიათებელი.



ნახ. 74. ЗИЛ-130 ძრავას გარე მახასიათებელი.

ზოგ შემთხვევაში დიზელის სიჩქარითი მახასიათებელი მიიღება საწვავის ტუმბოს მუდმივი მიწოდების დროს, ე. ი. მაშინ, როდესაც საწვავის მიწოდების შესაცვლელი მოწყობილობა (ლარტყა) უძრავ მდგომარეობაშია და ბრუნთა რიცხვი იცვლება ძრავას დატვირთვის ცვალებადობით. გარე მახასიათებელს მივიღებთ მაშინ, როდესაც საწვავის ჰარეგულაციო მოწყობილობა ძრავას ნომინალური სიმძლავრის შესაბამის მდგომარეობაში იქნება (მაშინ, როცა ლარტყა გამოწეულია ბრჭენამდე).

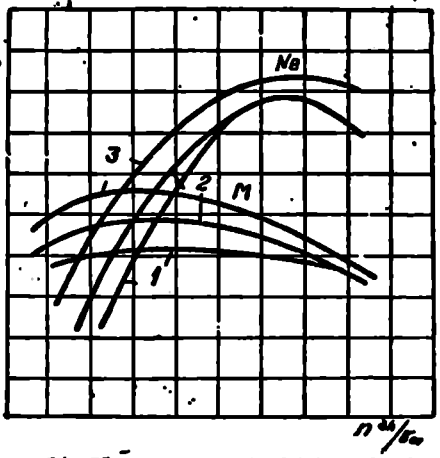
დიზელეზში, ნარევის შექმნის პროცესის არასრულყოფილობის გამო, საწვავის სრული წვა შესაძლებელია მხოლოდ ჰაერის განსაზღვრული სიჭარბის დროს. ამიტომ, თანამედროვე დიზელეზის ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა, ძრავას სრული დატვირთვით მუშაობის დროს, მერყეობს $\alpha = 1,2 - 1,7$ ზღვრებში. რაც უფრო ახლოა ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ერთთან, მით უფრო სრულყოფილია ძრავა.

თუ საწვავის მიწოდების გაზრდით ძრავას ვაძუშავებთ ჰაერის შემცირებული სიჭარბის კოეფიციენტით, მაშინ ძრავას სიმძლავრე თუმცა მოიმატებს, მაგრამ ადგილი ექნება საწვავის არასრულ წვას, რაც ძრავას მუშაობაზე ცუდ გავლენას ახდენს. პრაქტიკულად, საწვავის არასრული წვა იმით მკლავნდება, რომ გამოსაბოლქვი მილიდან გამოსული ნამუშევარი აირი მუქ ფერს ღებულობს და, როგორც ამბობენ, ძრავა იწყებს ბოლვას. ბოლვით ძრავას მუშაობა დაუშვებელია იმიტომ, რომ ამ დროს ხდება საწვავის ზედმეტი ხარჯვა და, გარდა ამისა, რაც მთავარია, არასრული წვა იწვევს დიდი რაოდენობით ნაშვინ წარმოქმნას, რომელიც შემდეგ იკოქსება წვის კამერაში და როგორც ფრქვევანის, ისე სარკვლების ნორმალურ მუშაობას აფერხებს. ამასთან ერთად, დაკოქსილი ნაშვი თანდათან იფხენება, ხდება ცილინდრის კედელზე და იწვევს ძრავას ნაწილების დაჩქარებულ ცვეთას.

ზემოაღნიშნული განმარტებიდან გამომდინარეობს დიზელის ისეთი რეგულირების აუცილებლობა, რომლის დროსაც მისი გარე მახასიათებელი შეესაბამება ძრავას მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

თუ ჩავატარებთ ისეთი ძრავას გამოცდას, რომლის საწვავის ტუმბოს არა აქვს რაიმე სპეციალური მოწყობილობა საწვავის მიწოდების კორექტირებისათვის, მაშინ მიღებული გარე მახასიათებლის შტო გარდატეხის მარცხნივ დაუახლოვდება სწორ ხაზს და არ ექნება ამოხეტილობა (ნახ. 75, მრუდი 1). ასეთი მახასიათებელი სრულიად მიუღე-

ბელია მობილური მანქანის ძრავასათვის, რადგანაც ის იძლევა მომენტის თითქმის სწორხაზოვან განვითარებას და შეგუების კოეფიციენტი ერთს უახლოვდება; ასეთი ძრავა ვერ დასძლევს დროებით გადიდებულ წინალობას და გადატვირთვის შემთხვევაში ჩაქრება (გაჩერდება). მახასიათებლის ასეთი მიმდინარეობა იმიტომ გამოწვეული, რომ საწვავის ტუმბო, რომელსაც არა აქვს სპეციალური მოწყობილობა მიწოდების კორექტორებისათვის, ბრუნთა რიცხვის შემცირებით (ლარტყის უცვლელ მდგომარეობაში) ამცირებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობას და იწვევს საშუალო ეფექტური წნევის შემცირებას.



ნახ. 75. დიზელის ვარე მახასიათებლები საწვავის ტუმბოს სხვადასხვა რეგულირებისას.

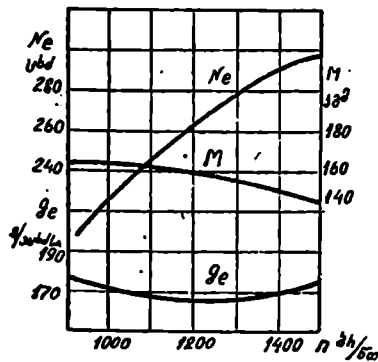
ამ მდგომარეობის ასაცილებლად თანამედროვე დიზელის საწვავის ტუმბოს აუცილებლად უკეთდება სპეციალური მოწყობილობა — მიწოდების კორექტორი, რომელიც, ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს, დამატებით გადაადგილებს ლარტყას და გამოიწვევს საწვავის მიწოდების მომატებას. კორექტორი ისეა გაანგარიშებული, რომ ყველა ბრუნთა რიცხვის დროს შეიძლებოდეს ძრავას მუშაობის განხორციელება ბოლვის ზღვარზე.

ასეთი წესით მიღებულ მახასიათებელს „ბოლვის ზღვრულ“ მახასიათებელს უწოდებენ; 75-ე ნახ-ზე ის გამოსახულია მრუდით 2.

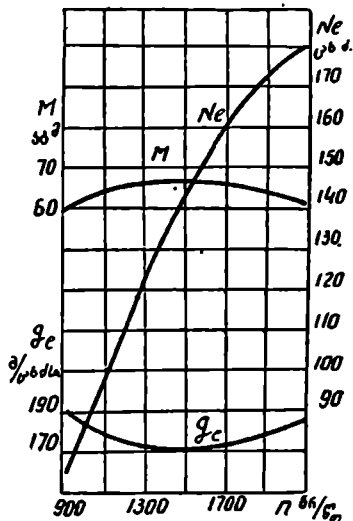
ბოლვის ზღვრული მახასიათებელი იძლევა საკმარის ამოზნექილობას, რასაც თან სდევს მომენტის (რაც იგივეა საშუალო ეფექტური წნევის) აღმაჯალი განვითარება და შეგუების კოეფიციენტის გადიდებული მნიშვნელობა.

თუ ძრავას ბოლვას ყურადღებას არ მივაქცევთ და განვაგრძობთ საწვავის მიწოდების მომატებას, მაშინ ძრავას სიმძლავრე კვლავ მოიმატებს და მახასიათებელი ზემოთ აიწევს (ნახ. 75, მრუდი 3.) ასეთ მახასიათებელს ძრავას აბსოლუტური მახასიათებელი ეწოდება. ცხა-

დია, რომ საექსპლოატაციო პირობებში ძრავას მუშაობა აბსოლუტური მახასიათებლის მიხედვით დაუშვებელია. რადგანაც ამ დროს გაჯარესდება ძრავას ეკო-



ნახ. 76. B-2 დიზელის გარე მახასიათებელი.



ნახ. 77. ЯМЗ-236 დიზელის გარე მახასიათებელი.

ნომიურობა და ადგილი ექნება წვის კამერაში ნაძწვის ჩაკოქსვას.

76 -ე ნახ-ზე ნიმუშად მოცემულია B-2, ხოლო 77-ე ნახ-ზე — ЯМЗ-236 დიზელების გარე მახასიათებლები.

მახასიათებლების ანალიზი გვიჩვენებს B-2 დიზელის მაღალ დინამიურ თვისებებს, რომლისთვისაც ბრუნთა რიცხვის შემცირების დიდ დიაპაზონზე, 1700 ბრ/წთ-დან 900 ბრ/წთ-მდე, მომენტი განუწყვეტლივ მატულობს. ამ ძრავასათვის შეგუების კოეფიციენტი $\varphi=1,14$, ხოლო ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის კოეფიციენტი $\epsilon=0,64$. შესაბამისად, ЯМЗ-236 დიზელისათვის ვლებულობთ $\varphi=1,11$ და $\epsilon=0,71$

§ 2. სადატვირთო მახასიათებლები

ექსპლარატაციის პირობებში საავტოტრანსპორტო ძრავა ცვალებადი რეჟიმით მუშაობს, რის გამოც გარეგანი მახასიათებელი, რომელიც შეესაბამება ძრავას სრულ დატვირთვას, არასაკმარისია ძრავას მთლიანი დახასიათებისათვის. ამიტომ სიჩქარით მახასიათებელთან ერთად ძრავასაგან იღებენ აგრეთვე ეგრეთ წოდებულ სადატვირთო მახასიათებელს, რომელიც გამოსახავს ძრავას სხვადასხვა პარამეტრის ცვალებადობას დატვირთვაზე დამოკიდებულებით. ასეთ შემთხვევაში დატვირთვა გამოისახება ან ძრავას სიმძლავრის აბსოლუტური მნიშვნელობით, ან მაქსიმალური სიმძლავრის პროცენტობით.

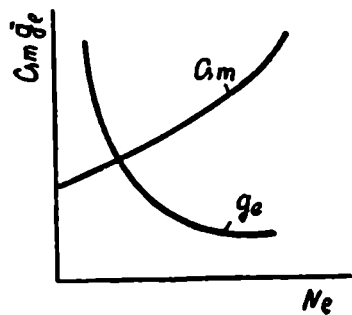
საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავასაგან აღებულ სადატვირთო მახასიათებელს ხშირად სადროსელო მახასიათებელს უწოდებენ. მას იღებენ მუხლა ლილვის მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს სადროსელო მისაფარის სხვადასხვა მდგომარეობისათვის. თვითაალებადი ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი აიღება მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს საწვავის ტუმბოს სხვადასხვა მიწოდებისათვის.

საავტომობილო ძრავას სადატვირთო მახასიათებელზე, ჩვეულებრივ, აღნიშნავენ საწვავის საათობრივ და კუთარი ხარჯის ცვალებადობას.

78-ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას სადროსელო მახასიათებელი.

78-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ღიზელის ძრავას სადატვირთო მახასიათებელი ძრავას ნორმალური ბრუნთა რიცხვისათვის. ამ მახასიათებელზე საყურადღებოა სამი დამახასიათებელი წერტილი (1, 2, 3), რომლებიც საწვავის კუთარი ხარჯის მრუდზეა დანიშნული.

წერტილი (1) შეესაბამება საწვავის მინიმალურ კუთარი ხარჯს, რომელიც მიიღება საწვავის საათობრივი ხარჯის განსაზღვრული მნიშვნელობის დროს. ასეთ

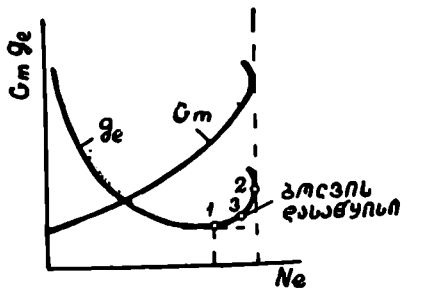


ნ.ხ. 78. კარბურატორიანი ძრავას სადროსელო მახასიათებელი.

შემთხვევაში წვის პროცესი სრულად მიმდინარეობს და ძრავას მუშაობა უკვამლო განდევნით ხასიათდება.

წერტილი (2) მიიღება საწვავის საათობრივი ხარჯის გადიდებით მაშინ, როცა გადიდებულ კუთარი ხარჯთან ერთად ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრეს ვღებულობთ. ამ დროს საწვავი არასრულად იწვის და ძრავას მუშაობა ბოლოვით ხასიათდება. საწვავის საათობრივი ხარჯის შემდგომი ზრდა იმდენად აუარესებს წვის პროცესს, რომ იწყება სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთარი ხარჯის მკვეთრი ზრდა.

(1) და (2) წერტილებს შორის მოთავსებულია წერტილი (3), რომელიც ბოლის ზღვარს წარმოადგენს; ამ დროს (1) წერტილთან შედარებით რაღუნენიმედ გა-



ნ.ხ. 79. ღიზელის სადატვირთო მახასიათებელი

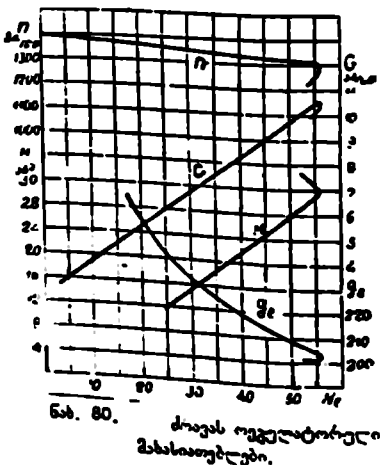
ზრდილია როგორც სიმძლავრე, ისე საწვავის კუთრი ხარჯი

ცხადია, ბოლის ასაცილებლად მახასიათებელი უნდა შეწყდეს (3) წერტილში, რაც პრაქტიკულად საწვავის ტუმბოს მაქსიმალური მიწოდების შეზღუდვით ხორციელდება.

ვინაიდან სატრაქტორო ძრავას ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი აქვს, ამიტომ მისი მახასიათებელი განსხვავდება საავტომობილო ძრავას მახასიათებლისაგან. რეგულატორიანი სატრაქტორო ძრავას სადატვირთო მახასიათებელს, ჩვეულებრივ, რეგულატორულ მახასიათებელს უწოდებენ.

მე-80 ნახაზზე ნაჩვენებია ტრაქტორის ძრავას რეგულატორული მახასიათებელი.

მახასიათებელზე მოცემულია მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისა და საწვავის საათობრივი და კუთრი ხარჯის დამოკიდებულება ძრავას დატვირთვაზე. შტო მრუდების გადატეხის შემდეგ შეესაბამება ძრავას გაოატვირთვით მუშაობას. ცხადია, ამ ოროს ძრავა იმუშავებს გარეგანი დატვირთვას მიხედვით.



§ 2. უკმრ სვლისა და სარეგულაციო მახასიათებლები

როგორც კარბურატორიანი, ისე თვითაღებადი ძრავებისათვის უქმი სვლის მახასიათებელი განკუთვნილია უქმ სვლაზე მუშაობის დროს ძრავას ეკონომიურობის შესაფასებლად.

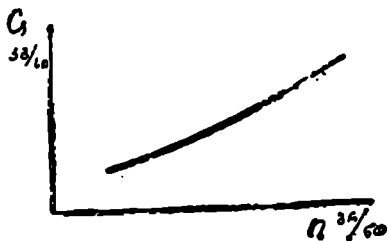
ეს მახასიათებელი იძლევა დაუტვირთაეი ძრავას მუშაობის დროს (უქმი სვლა) საწვავის საათობრივი ხარჯის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვზე. მისი აღება ხდება ისეთ პირობებში, რომ ყოველ ბრუნთა რიცხვს შეესაბამებოდეს საწვავის მინიმალური ხარჯი ძრავას საკმარისად მდგრადი მუშაობის უზრუნველყოფით.

მე-80 ნახაზზე ნაჩვენებია უქმი სვლის სანიმუშო მახასიათებელი. სარეგულაციო მახასიათებელს აგებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების ყველაზე მეტად ხელსაყრელი რეგულირების შესარჩევად. ის, საწვავის საათობრივ ხარჯზე დამოკიდებულებით, იძლევა ძრავას ეფექტური სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ქველუბადობას.

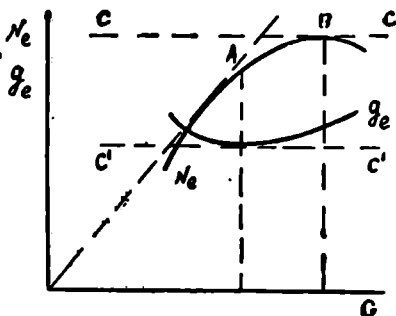
მახასიათებელს იღებენ მუხლა ლილვის მუდმივ ბრუნთა რიცხვზე

კით მუშაობის დროს კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების რეგულირების შეცვლით.

82-ე ნახაზზე მოყვანილია სანიმუშო სარეგულაციო მახასიათებელი. ამ მახასიათებელზე დანიშნულია ორი წერტილი A და B . A განსაზღვრავს საწვავის საათობრივ ხარჯს, რომლის დროს მიიღება საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი, ხოლო B წერტილი — საწვავის საათობრივ ხარჯს, რომლის დროს ძრავას სიმძლავრე მაქსიმალურია. საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი განისაზღვრება g_c მრუდთან აბსცისთა ღერძის სწვრივი $C'C'$ მონაკვეთის შეხების წერტილით, ხოლო მაქსიმალური სიმძლავრე — CC მონაკვეთის N_c მრუდთან შეხების წერტილით.



ნახ. 81. უქმი სელის მახასიათებელი.



ნახ. 82. ძრავას სარეგულაციო მახასიათებელი.

ძრავას სიმძლავრე, რომლის დროს საწვავის კუთრი ხარჯი მინიმალურია (წერტილი A), შეიძლება აგრეთვე განისაზღვროს ღერძთა სათავეიდან N_c მრუდის მხები სხივის გატარებით, რადგანაც აბსცისათა ღერძთან ამ სხივის დახრის კუთხის ტანგენსი წარმოადგენს $\frac{N_c}{G}$

შეფარდებას, ხოლო საწვავის კუთრი ხარჯი — $g_c = \frac{G}{N_c}$.

იმის მიხედვით, თუ რა უფრო ხელსაყრელია მოცემული ძრავასათვის — მაქსიმალური ეკონომიურობა თუ მაქსიმალური სიმძლავრე, აწესებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს საკუთარ რეგულირებას.

მაქსიმალურ სიმძლავრეზე თვითაღებადი ძრავას რეგულირება არ დაიშვება, რადგანაც ამ დროს ადგილი ექნება საწვავის არასრულ წვას და ბოლვას.

თვითაღებადი ძრავასათვის ყველაზე უფრო ხშირად ხელსაყრე-

ლია რეგულირება ბოლის ზღვარზე. რომელიც A და B წერტილებს შორის მდებარეობს.

სარეგულაციო მახასიათებელი შეიძლება აგრეთვე ავაგოთ საწვავის შეფრქვევის საკირო წინსწრების ან ნაპერწყლის მიწოდების ხელსაყრელი მომენტის დასადგენად.

პირველ შემთხვევაში აბსცისთა ღერძი გამოსახავს შეფრქვევის წინსწრების, ხოლო მეორე შემთხვევაში — ნაპერწყლის მიწოდების წინსწრების კუთხეს. მუხლა ლილის შემობრუნების გრადუსებით.

წინსწრების საუკეთესო კუთხე განისაზღვრება ძრავას მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის მიხედვით.

აღსანიშნავია, რომ თვითაღლებადი ძრავასათვის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის დაწესების დროს, მაქსიმალური სიმძლავრის გარდა. უნდა გავითვალისწინოთ ძრავას მუშაობის სიხისტე. ზოგ შემთხვევაში სიხისტის შესამცირებლად საკიროა რეგულირების შერჩევა რამდენიმედ შემცირებული სიმძლავრის შესაბამისად.

§ 4. ემპირიული ფორმულები სინკროთონ მახასიათებლის ახაზავად

დასაპროექტებელი ძრავას სავარაუდო სიჩქარით (გარეგანი) მახასიათებლის ასაგებად არსებობს ემპირიული ტოლობები. ს. ლეიდერმანმა სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის დაამუშავა ტოლობები:

ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის

$$N_c = N_{cmax} \left(\frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

უშუალო შეფრქვევის მქონე დიზელისათვის

$$N_c = N_{cmax} \left(0,5 \frac{n}{n_1} + 1,5 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

წინაკამერიანი დიზელისათვის

$$N_c = N_{cmax} \left(0,6 \frac{n}{n_1} + 1,4 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

გრიგალური კამერის მქონე დიზელისათვის

$$N_c = N_{cmax} \left(0,7 \frac{n}{n_1} + 1,3 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right).$$

ამ ტოლობებში N_{cmax} არის ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე;

N_c — საძიებელი სიმძლავრე;

n_1 — ბრუნთა რიცხვი მაქსიმალური სიმძლავრის დროს;

n — საძიებელი სიმძლავრის შესაბამისი ბრუნთა რიცხვი.

საავტორიტატორო ძრავების გამოცდა

§ 1. გამოცდის მიზანი და დანიშნულება

ძრავას გამოცდა საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ მისი მარევენებლები, შევადგასოთ ისინი და დავსახოთ ღონისძიებანი მათ გასაუმჯობესებლად. გარდა ამისა, ძრავას გამოცდის პროცესში შესაძლებელია ავილოთ სარეგულაციო მახასიათებლები და დავაწესოთ ანთების წინსწრების, კარბურატორის ან საწვავას შეფრკვევის წინსწრების ოპტიმალური რეგულირებები.

ამის შესაბამისად გამოცდა შეიძლება იყოს: საკონტროლო, ტიპობრივი ან სამეცნიერო-კვლევითი ხასიათის.

საკონტროლო გამოცდების მიზანია ახლად დამზადებული ან გარემონტებული ძრავას მარევენებლების შემოწმება; ასეთივე გამოცდები შეიძლება გამოვიყენოთ მუშაობის განსაზღვრული დროის შემდეგ ძრავას ტექნიკური მდგომარეობის დასადგენად.

ტიპობრივი გამოცდების დროს არკვევენ სხვადასხვა პარამეტრებს, რომლებიც ახასიათებენ ძრავას დინამიკურ და ეკონომიურ თვისებებს და აფასებენ გამოსაცდელი ძრავას სრულყოფას.

სამეცნიერო-კვლევითი ხასიათის გამოცდები, იმის მიხედვით: თუ რა მიზნები აქვს დასახული გამოკვლევას, სხვადასხვაგვარი შეიძლება იქნეს. მეტწილად ასეთი გამოცდების მიზანია ძრავაში მიმდინარე პროცესების გაუმჯობესება და რაიმე კონსტრუქციული სიახლის ვარგისიანობის გამორკვევა.

§ 2. ძრავას გამოცდისათვის საბირო დანადგარები და აპარატურა

ძრავას ჩვეულებრივი გამოცდისათვის ძირითადად საჭიროა შემდეგი სახის დანადგარები და ხელსაწყოები:

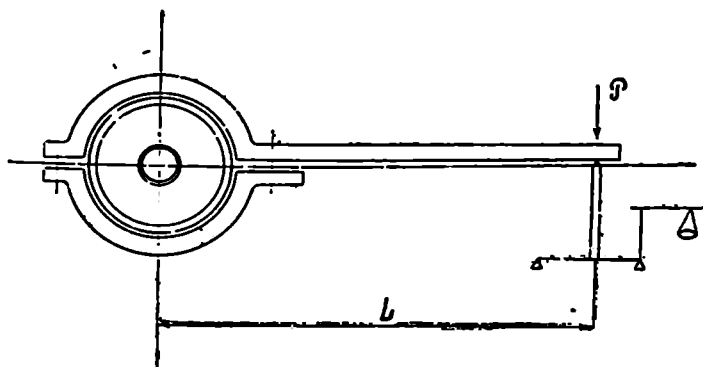
1. სამუხრუჭე დანადგარები ძრავას მამბრუნებელი მომენტის განსაზღვრისათვის;

2. ხელსაწყოები ბრუნთა რიცხვის გასაზომად;

3. აპარატურა საწვავისა და ჰაერის ხარჯის საზომად;
4. ინდიკატორები ძრავას ინდიკატორული დიაგრამის ასაღებად;
5. ხელსაწყოები ტემპერატურის გასაზომად.

გარდა ამისა, გამოცდის დროს საჭიროა ვიქონიოთ წამშვომები. ფსიქრომეტრი, ხელსაწყოები ტარირებისათვის და ბოლვიანობის დასადგენად და სხვ.

მაჟე ნახაზზე ნაჩვენებია მარტივი მექანიკური სამუხრუკე დანადგარის უმარტივესი სქემა. აქ მუხრუკის ხუნდების დაქვრით ხორციელდება ძრავას ლილვთან შეერთებული შკივის დამუხრუკება, რა დროსაც სასწორის მექანიზმი გვიჩვენებს L მხარეზე მოდებული P ძალის სიდიდეს. ცხადია, რომ ნამრავლი $M = PL$ მოგვცემს ძრავას მომენტს.



ნახ. 83. მექანიკური სამუხრუკე დანადგარის სქემა.

თუ მუხლა. ლილვის ბრუნვის სიჩქარეა n ბრ/წთ, ხოლო P -სა და L -ის განზომილებებია კგ ძალა და მ, მაშინ სიმძლავრე, გამოსახული ცხ. ძალებში, იქნება

$$N = \frac{P \cdot 2\pi L \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{M \cdot 2\pi n}{60 \cdot 75} \quad \text{ცხ. ძ.}$$

საიდანაც

$$M = \frac{60 \cdot 75 \cdot N}{2\pi n} = 716,2 \frac{N}{n} \quad \text{კგმ}$$

ან

$$N = \frac{PLn}{716,2} \quad \text{ცხ. ძ.}$$

გამოთვლის გამოტოვების მიზნით მუხრუქის მხარს ხშირად ლე-
ბულობენ 0,716 მ ტოლს. რასაც შეესაბამება.

$$N = 0,001 Pn \text{ ცხ. დ.}$$

თუ P ძალა გაბოსახულია ნიუტონობით. მაშინ ვატობით გამო-
სახული სიმძლავრე

$$N = \frac{P \cdot 2\pi Ln}{60} = \frac{M \cdot 2\pi n}{60} \text{ ვტ.}$$

საიდანაც

$$M = \frac{60 \cdot N}{2\pi n} = 9,55 \frac{N}{n} \text{ ნმ (ქ)}$$

და

$$N = \frac{PLn}{9,55} \text{ ვტ.}$$

როგორც ჩანს. ასეთ შემთხვევაში ხელსაყრელია მუხრუქის მხა-
რი მივიღოთ 0,955 მ ტოლი. რადგანაც ამ დროს

$$N = 0,1 pn \text{ ვტ}$$

ან

$$N = 0,0001 Pn \text{ კვტ.}$$

თუ მუხრუქის მხარი იქნება 1 მ, მაშინ

$$N = 0,105 Pn \text{ ვტ.}$$

ზოგ შემთხვევაში შეიძლება მიზანშეწონილი გახდეს 0,716 მ
მხრის მქონე არსებული მუხრუქის სასწორის მექანიზმის შკალის და-
გრადუირება ნიუტონობით: ასეთ პირობებში საანგარიშო ფორმულა
მიიღებს სახეს:

$$N = \frac{P \cdot 0,716 \cdot n}{9,55} = 0,075 Pn \text{ ვტ.}$$

საავტორტრაქტორო ძრავების გამოცდისათვის მექანიკური მუხ-
რუქი იშვიათად გამოიყენება; ამ მიზნებისათვის ძირითადად იხმარე-
ბა ჰიდრაულიკური და ელექტრომუხრუქები.

მოცემული ძრავას გამოცდისათვის გამოსადეგი მუხრუქის შესა-
რჩევად ერთიმეორეს აღარებენ მათ მახასიათებლებს. მუხრუქის მა-
ტასიათებელი წარმოადგენს მრუდს, რომელიც გამოსახავს ბრუნთა

რიცხვის ცვალებადობის დროს სამუხრუკე სიმძლავრის ცვალებადობის ხასიათს.

მხედველობაში უნდა ვიქონიოთ, რომ მექანიკურ მუხრუკეში სამუხრუკე სიმძლავრე იცვლება ბრუნთა რიცხვის პირდაპირპროპორციულად, ელექტრომუხრუკეში — ბრუნთა რიცხვის კვადრატის, ხოლო ჰიდრაულიკურ მუხრუკეში — ბრუნთა რიცხვის კუბის პროპორციულად. სხვა ხელსაწყოებსა და აპარატებს აქ არ განვიხილავთ; მხოლოდ ქვემოთ მოცემულია ცნობები მათი ცდომილებების შესახებ.

§ 8. გაზომვა და მისი შედეგების დაზუსტება

(ზოგადი მითითებანი)

ძრავას გამოცდის პროცესში აუცილებელია სხვადასხვა სიდიდითა გაზომვა, რის შემდეგ საჭირო ხდება გაზომვათა შედეგების მათემატიკური დამუშავება და ამის საფუძველზე დასკვნების გაკეთება.

იმისათვის, რომ დასკვნები სარწმუნო იყოს, აუცილებელია სიდიდითა გაზომვა და შედეგების დამუშავება ხდებოდეს სათანადო წესების დაცვით.

სიდიდითა გაზომვამდე საჭიროა დავადგინოთ ის სიზუსტე, რომელიც საკმარისია ძრავას გამოცდისათვის. საჭირო არაა ზედმეტი სიზუსტის მიღება; ეს ზედმეტად ართულებს და აძვირებს გამოცდას.

დაწესებული საჭირო სიზუსტის მიხედვით უნდა შეირჩეს სათანადო ხელსაწყოები, დაწესდეს გაზომვის მეთოდი და შეირჩეს გაზომვის შედეგების მათემატიკური დამუშავების ხერხი.

გამოცდები, დაკავშირებულნი შიგაწვის ძრავებთან, უმეტეს შემთხვევაში არ მოითხოვს გაზომვების განსაკუთრებით მაღალ სიზუსტეს. ამის გამო დასახელებულ შემთხვევებში მეტწილად გამოიყენება ჩვეულებრივი საზომი ხელსაწყოები, რომელთათვისაც სტანდარტით ან სხვა რაიმე დოკუმენტით დაწესებულია შესაძლო სიზუსტე. ასეთ პირობებში სიდიდის გაზომვა ხდება ერთხელ ან ორჯერ და შედეგს მიეწერება ის სიზუსტე, რომელიც დაწესებულია გამოყენებული ხელსაწყოებისათვის. გაზომვათა შედეგების დამუშავება ამ დროს მოითხოვს მხოლოდ ცდომილებათა თეორიის ელემენტარული წესების დაცვას.

ექსპერიმენტის ჩატარების დროს ზოგჯერ აუცილებელია ერთი და იმავე სიდიდის ორჯერ გაზომვა. რაც დაკავშირებულია ექსპერიმენტის ჩატარების სპეციფიკური პირობებით შექმნილი ცდომილების გამორიცხვასთან. მაგალითად, შიგაწვის ძრავასაგან მახასიათებლის

აღების დროს სითბური ინერციის გავლენის გამოსარიცხად საკი-
როა ერთი და იმავე მაჩვენებლის ათვლა ბრუნთა რიცხვის როგორც
მატების, ისევე კლების რეჟიმებში.

გამოცდის შედეგების დამუშავების პროცესში მხედველობაში
უნდა ვიქონიოთ შემდეგი გარემოებანი:

1. გამოცდის დროს ჩატარებული გაზომვები ცდომილებების არ-
სებობის გამო გვაძლევს მხოლოდ მიახლოებით სიდიდეებს და მათზე
მოქმედების წარმოებისათვის არაა საკმარისი ჩვეულებრივი არითმე-
ტიკა, რადგანაც ის სამართლიანია მხოლოდ ზუსტი რიცხვებისათვის:

2. უშუალო გაზომვით მიიღება მხოლოდ ზოგიერთი პარამეტ-
რის სიდიდე, შემდეგ კი მათი შეტანით სათანადო ფორმულებში გა-
მოითვლება ჩვენთვის საჭირო სხვა პარამეტრები. ცხადია, ასეთი გა-
მოთვლით მიღებული შედეგები ძიახლოებითი იქნება, რის გამოც
საჭირო გახდება მისი ცდომილების სიდიდის დადგენა;

3. როდესაც ერთი და იგივე სიდიდე მრავალჯერ იზომება ან
საქმე გვაქვს მასობრივი დავირებების შედეგების დამუშავებასთან.
მაშინ ყველაზე უფრო საიმედო შედეგის მისაღებად საჭირო ხდება
შემთხვევითი ცდომილებების გათვალისწინება, რისთვისაც საჭიროა
გამოვიყენოთ შემთხვევითი ცდომილებების თეორიის ხერხები;

4. ზოგჯერ ხელსაყრელია ექსპერიმენტის საბოლოო შედეგების
წარმოდგენა გრაფიკული სახით, რისთვისაც საჭიროა სათანადო წე-
სების დაცვა, განსაკუთრებით კი მასშტაბების სწორი შერჩევა.

§ 4. ზოგიერთი მითითება და მაგალითი

როგორც აღვნიშნეთ, გაზომვის შედეგების დამუშავებისათვის
საჭიროა წინასწარ დავადგინოთ ცალკეული გაზომვის სიზუსტე, რაც
ძირითადად დამოკიდებულია იმ ხელსაწყობებზე, რომელსაც ვიყენებთ
გაზომვის დროს.

ამასთან დაკავშირებით ქვემოთ განხილულია ზოგიერთი პრაქ-
ტიკული მაგალითი შიგაწვის ძრავების გამოცდის სფეროდან.

ბ რ უ ნ თ ა რ ი ც ხ ვ ი ს გ ა ზ ო მ ვ ა . საუკეთესო ძრავებშიც კი,
მაშინ, როდესაც მისი ყველა სარეგულაციო მოწყობილობანი უცვლელ
მდგომარეობაშია, ვერ ხერხდება მოცემული რეჟიმისათვის ბრუნთა
რიცხვის ზუსტი მულმივობის დაცვა და ის მაინც ცვალებადობს
5-10 შპ/წთ ფარგლებში. ცხადია, რომ ბრუნთა რიცხვის გაზომვის
აბსოლუტური ცდომილება ამ ფარგლებში უნდა იმყოფებოდეს. ასე-
თი სიზუსტის დაცვა ძნელი არაა და იზომება ჩვეულებრივი ტაქო-
მეტრებისა და ტაქოსკოპების დახმარებით.

ამ ხელსაწყოებით მიღებული შედეგის ფარდობითი ცდომილება, ცხადია, მით ნაკლები იქნება, რაც უფრო დიდია ძრავას ბრუნთა რიცხვი.

მაგალითად, თუ ბრუნთა რიცხვის გაზომვისათვის მივიღებთ აბსოლუტურ ცდომილებას ± 10 ბრ/წთ, მაშინ ძრავასათვის, რომლის ბრუნთა რიცხვია, ვთქვათ, 1000 ბრ/წთ, ფარდობითი ცდომილება იქნება 1%, ხოლო ძრავასათვის ბრუნთა რიცხვით 2500 ბრ/წთ ცდომილება გამოვა 0,4%.

ამრიგად, ყველა ცალკე შემთხვევაში გამოყენებული ხელსაწყო-სა და გასაზომ ბრუნთა რიცხვების მიახლოებითი სიდიდის მიხედვით შესაძლებელია დადგენილ იქნეს გაზომვის შედეგების ცდომილება.

მა ბ რ უ ნ ი მ ო მ ე ნ ტ ი ს ა და ს ი მ ძ ლ ა ე რ ი ს გა ზ ო მ ვ ა . ძრავას მუშაობის დროს მისი სიმძლავრე საწვავის უცვლელი მიწოდებისა და სხვა პირობების მუდმივობის დროს მაინც არ არის ზუსტად მუდმივი და იცვლება რაღაც მცირე ზღვრებში. აქედან ცხადია, რომ ჩვენ უნდა გავზომოთ ამ პარამეტრის რაღაცა საშუალო მნიშვნელობა, რომელიც მიღებული იქნება ჩვენს მიერ, როგორც მუდმივი სიდიდე. დასახელებული პირობებიდან გამომდინარეობს. რომ ძრავას სიმძლავრის გასაზომად საჭირო არაა გამოვიყენოთ განსაკუთრებით მაღალი გრძნობიერების ხელსაწყო. გრძნობიერება ამ პირობებში ისეთი უნდა იყოს, რომ ძრავას უცვლელ რეჟიმზე ხელსაწყოს ისარი არ მოძრაობდეს და არ გრძნობდეს იმ მცირე ცვლილებებს, რომლებიც ძრავას საბუშაო პროცესის მიმდინარეობაში ხდება.

რაც შეეხება სიმძლავრის გაზომვის შესაძლო სიზუსტეს, ის დამოკიდებული იქნება ძრავას უცვლელ რეჟიმზე სიმძლავრის შესაძლო ცვლილების სიდიდეზე. სხვანაირად, რომ ვთქვათ, რაც არ უნდა ზუსტი ხელსაწყოები და იარაღები გამოვიყენოთ, შიგაწვის ძრავას სიმძლავრეს ვერ გავზომავთ რაღაცა განსაზღვრულ ზღვარზე უფრო ზუსტად.

ჩვეულებრივ, ძრავას სიმძლავრე იზომება სხვადასხვა სახის მუხარუქებით.

მარტივი ჰიდრომუხარუქებისათვის, სადაც წარმოებს სითხის ფენის რეგულირება, P ძალის გაზომვის აბსოლუტურ ცდომილებად შეიძლება მივიღოთ $\pm 0,5$ კგ, მუდმივი დონის ჰიდრომუხარუქებისათვის $\pm 0,2$ კგ, ხოლო თანამედროვე ელექტრომუხარუქებისათვის $\pm 0,1$ კგ².

აქ ძალის გამოსახვისათვის არაა გამოყენებული ნიუტონი, რადგანაც წერჩერო-ზით ექსპლოატაციაში მყოფ ყველა ხელსაწყოს სკალა დაგრადუირებულია კილოგრამებით.

რაც შეეხება ფარდობით ცდომილებას. ის ცხადია. დამოკიდებული იქნება გასაზომი ძალის სიდიდეზე.

მაგალითად. თუ გასაზომია ძალა 35 კგ. მაშინ ფარდობითი ცდომილება იქნება:

1. მარტივი ჰიდრომუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,5 \cdot 100}{35} = \pm 1,4\%$$

2. მუდმივი დონის მუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,2 \cdot 100}{35} = \pm 0,6\%$$

3. ელექტრომუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,1 \cdot 100}{35} = \pm 0,3\%$$

—
თუ გასაზომია ძალა. ვთქვათ. 3 კგ. მაშინ ფარდობითი ცდომილება იქნება:

1. მარტივი მუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,5 \cdot 100}{3} = \pm 16,6\%$$

2. მუდმივი დონის მუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,2 \cdot 100}{3} = \pm 6,6\%$$

3. ელექტრომუხრუქებისათვის

$$\pm \frac{0,1 \cdot 100}{3} = \pm 3,3\%$$

ძრავას სიმძლავრე განისაზღვრება გამოსახულებიდან:

$$N_e = CPn,$$

სადა: C არის მუდმივა, დამოკიდებული მუხრუქის კონსტრუქციაზე;

r მუხრუქის სასწორის ჩვენება;

n მუხრუქის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ამ ფორმულის შესაბამისად სიმძლავრის გაზომვის ფარდობითი ცდომილება მოიძებნება როგორც P და n სიდიდეების ფარდობითი ცდომილებების ჯამი.

განვიხილოთ მაგალითი. ვთქვათ, მუდმივი დონის ჰიდრაკლიკურ მუხრუქზე წარმოებდა ძრავას გამოცდა. მუხრუქის სასწორის ჩვენება: $20 \pm 0,2$ კგ. ბრუნთა რიცხვი იზომებოდა ტაქომეტრით და მიღებულია შედეგი 2500 ± 10 ბრ/წთ. საჭიროა განისაზღვროს ძრავას გაზომილი სიმძლავრის სიზუსტე.

P ძალის გაზომვის ფარდობითი ცდომილება

$$\delta_p = \pm \frac{0,2 \cdot 100}{20} = \pm 1\%$$

ხოლო ბრუნთა რიცხვის გაზომვის ფარდობითი ცდომილება

$$\delta_n = \pm \frac{10 \cdot 100}{2500} = \pm 0,4\%$$

სიმძლავრის გაზომვის ფარდობით ცდომილებას მივიღებთ ან ცდომილებათა შეკრებით, გვექნება

$$\delta = \delta_p + \delta_n = \pm 1,4\% \quad (\pm 0,014)$$

თუ მუხრუქის მხარი 716,2 მმ-ია, მაშინ შეიძლება მივიღოთ $C = 0,001$ და ძრავას სიმძლავრე

$$N_c = CPn = 0,001 \cdot 20 \cdot 2500 = 50 \text{ ცხ. ძ.}$$

სიმძლავრის გაზომვის აბსოლუტური ცდომილება

$$\varepsilon = \pm \delta N_c = \pm 0,014 \cdot 50 = \pm 0,7 \text{ ცხ. ძ.}$$

და საბოლოო შედეგი დაიწერება შემდეგნაირად:

$$N_c = (50,0 \pm 0,7) \text{ ცხ. ძ.}$$

თუ გაზომვა წარმოებს ძრავას მცირე დატვირთვაზე, მაგალითად მაშინ, როცა მუხრუქის სასწორი გვიჩვენებს $2 \pm 0,2$ კგ ძალას, ხოლო ბრუნთა რიცხვი იგივეა 2500 ± 10 ბრ/წთ, მაშინ მივიღებთ

$$\delta_p = \pm \frac{0,2 \cdot 100}{2} = \pm 10\%$$

$$\delta_n = \pm \frac{10 \cdot 100}{2500} = \pm 0,4$$

$$\delta = \delta_p + \delta_n = 10,4\%.$$

როგორც ამ მონაცემებიდან ჩანს, გაზომვის სიზუსტე დამოკიდებულია ძრავას დატვირთვაზე. რაც უფრო მცირეა ძრავას დატვირთვა, მით ნაკლები სიზუსტით გაიზომება. მისი სიმძლავრე.

კარგი შედეგების მისაღწევად უნდა ვეცადოთ ძრავას გამოცდილსათვის ისეთი მუხრუქი შევარჩიოთ, რომ ფარდობითი ცდომილება ძრავას ნორმალური სიმძლავრით მუშაობის დროს მინიმალური იყოს.

ინდიცირება და ინდიკატორული დიაგრამები. ძრავას ინდიცირების გზით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების ცდომილებები დეტალურად იყო შესწავლილი პროფ. ვ. სოროკო-ნოვიციის მიერ, რომლის მონაცემები მოყვანილია ქვემოთ.

ინდიკატორის ტიპის მიხედვით ინდიცირების ცდომილებანი შეიძლება იყოს სხვადასხვაგვარი. ეარგისი ინდიკატორული დიაგრამის მისაღებად აუცილებელია, ინდიკატორის მოძრავი ნაწილების თავისუფალ რხევათა სიხშირე იყოს ძრავას მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის სიხშირესთან შედარებით საკმაოდ დიდი. რაც უფრო სწრაფსვლიანია ძრავა, მით უფრო მაღალი უნდა იყოს ინდიკატორის თავისუფალ რხევათა სიხშირე.

იმის გამო, რომ ძრავას ცილინდრი უერთდება ინდიკატორის სამუშაო მოცულობას რაღაც არხით, რომელსაც აუცილებლად ექნება განსაზღვრული სიდიდის ჰიდრავლიკური წინაღობა, ამიტომ წნევა ინდიკატორის სამუშაო მოცულობაში ძრავას სამუშაო ცილინდრში არსებულ წნევასთან შედარებით რამდენიმედ ნაკლებია. ამ სხვაობის სიდიდე დამოკიდებულია შემაერთებელი არხის ფორმაზე, სიგრძეზე, განივკვეთზე, წნევის ცვალებადობის სიჩქარესა და ძრავას ცილინდრში არსებულ წნევაზე.

შემაერთებელ არხში გავლის დროს. გარდა ჰიდრავლიკური წინაღობისა, შეიძლება წარმოიშვას წნევების რხევა. რასაც თან სდევს ინდიკატორული დიაგრამის შესამჩნევი დამახინჯება.

ინდიცირების სიზუსტის დადგენის დროს აუცილებლად უნდა გავითვალისწინოთ ცდომილებები, დაკავშირებულნი ინდიკატორის კუშა ზამბარის ტარირებასთან.

საავტორტარქტარო ძრავების ინდიცირებისათვის ძირითადად გამოიყენება წერტილოვანი ინდიკატორები. მათი საშუალებით აღებული ინდიკატორული დიაგრამების ზომები საშუალებას იძლევა საკმარისი სიზუსტით გაიზომოს წნევა გაფართოებისა და კუმშვის ხაზებზე. კუმშვის პროცესის დასაწყისში, როცა წნევა ნაკლებია 2 ატმო-

ფეროზე, ჩაწერილი აბსოლუტური წნევის ცდომილება აღწევს სი-
ლიდებს, რომლებიც მეტია 2-3%-ზე. გარდა ამისა, მნიშვნელოვანი
ცდომილება გამოდის გაფართოების ბოლოს წნევის განსაზღვრის
დროს. ამის გამო კუმშვის დასაწყისში და გაფართოების ბოლოს წნე-
ვების განსაზღვრისათვის უკეთესია გამოვიყენოთ ინდიკატორული
ღიაგრამა, აღებული სუსტი ზამბარით და ძირითადად დანიშნული
ცილინდრის შეესებისა და განდევნის პროცესების ასახვისათვის.

იმის გამო, რომ წერტილოვანი ინდიკატორი ღიაგრამაზე აღ-
ნიშნავს წერტილებს, რომლებიც ეკუთვნიან სხვადასხვა ციკლებს.
ამიტომ ციკლების არაერთგვაროვნების გამო წერტილები კუმშვის
ბოლოს და განსაკუთრებით გაფართოების დასაწყისში გაბნეული გა-
მოდის. ღიაგრამის დამუშავების დროს აუცილებელია გვატაროთ
საშუალო ხაზი. ამ ხაზის გულმოდგინე გატარება ამცირებს ინდიცი-
რების ცდომილებებს.

ძალიან მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ცდომილება დაშვებუ-
ლი ზედა მკვდარი წერტილის დანიშვნის დროს. ასე, მაგალითად, ღია-
გრამაზე მკვდარი წერტილის დაცდენა მუხლა ლილვის მობრუნების
1°-ზე ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრის დროს იწვევს 3%
ცდომილებას.

დაკვირვებებით დადასტურებულია, რომ გულმოდგინედ მუშაო-
ბის დროს ცდომილება მკვდარი წერტილის აღნიშვნაში დაახლოე-
ბით უნდა შეადგენდეს $\pm 0,15^\circ$, რასაც შეესაბამება ფარდობითი
ცდომილება ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრის დროს
0.6-0,9%.

გარდა ამისა, ლებულობენ, რომ ინდიკატორის ინერციული ცდო-
მილება არ აღემატება $\pm 0,25\%$ -ს, ხოლო ცდომილება ინდიკატორუ-
ლი ღიაგრამის პლანიმეტრების პროცესში შეადგენს $\pm 0,5\%$.

ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრის ცდომილებაზე გავ-
ლენას ახდენს აგრეთვე ცდომილებები, დაშვებული წერტილოვანი
ღიაგრამის გარდაქმნის დროს სხვა კოორდინატებში. აქ ძირითადად
შხედველობაში უნდა მივიღოთ ცდომილებები ღიაგრამის არასწორი
დაჯდომისა და ორდინატების არასწორი გაზომვის გამო, რაც საერთო
ჯამში დაახლოებით 0,3%-ს შეადგენს.

ამრიგად, წერტილოვანი ინდიკატორით აღებული ღიაგრამიდან
ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღვრის მთლიანი ფარდობითი
ცდომილება საშუალოდ 1,65-1,95%-ია და, ყოველ შემთხვევაში,
სამუშაოს კვალიფიციური შესრულების დროს იგი არ აღემატება
 $\pm 2\%$ -ს.

ელექტრულ ინდიკატორებში, სადაც გამოყენებულია გამამძლე-რებელი, ეს ცდომილება შეიძლება გამოვიდეს ბევრად უფრო მეტი. რაც წერტილოვანი ინდიკატორების დიდ უპირატესობაზე მიგვიბრუნებს.

ტემპერატურის გაზომვა ჩვენში ექსპერიმენტის წარმოებისათვის ამჟამად ძირითადად გამოიყენება თერმომეტრები, რომლებიც დაგრადუირებულია ცელსიუსის ასგრადუსიანი სკალის მიხედვით; ამერიკის შეერთებულ შტატებსა და ინგლისში კი გამოიყენება ფარენგეიტის სკალა. პირველში ყინულის დნობისა და წყლის დუღილის წერტილებს შორის შუალედი დაყოფილია 100 ნაწილად. ხოლო მეორეში — 180 ნაწილად. ამასთანავე, პირველში ყინულის დნობის წერტილი აღნიშნულია 0°-ით, ხოლო მეორეში 32°-ით, შესაბამისად. წყლის დუღილის წერტილებში გამოდის 100° და 212°

გადაანგარიშებისათვის გვექნება გამოსახულება:

$$1^{\circ}C = (1,81 + 32)^{\circ}F.$$

შიგაწვის ძრავების გამოცდის პრაქტიკაში გამოიყენება შუშის სითხიანი თერმომეტრები და თერმოელექტრული პირომეტრები.

შუშის სითხიანი თერმომეტრები გამოიყენება ტემპერატურის გასაზომად 500°C-მდე. ასეთი თერმომეტრების სიზუსტეზე მოქმედებს ისეთი მოვლენები, როგორცაა: სკალის არაზუსტი დაყოფა. ცვლილებები თერმომეტრის შუშისა და სითხის თვისებებში, სითხის არათანაბარი გათბობა ტემპერატურის გაზომვის დროს და სხვ.

ამჟამად წარმოებაში მყოფ და შიგაწვის ძრავების გამოცდის პრაქტიკაში გამოყენებული ვერცხლის წყლის თერმომეტრებისათვის შეიძლება მივიღოთ აბსოლუტური ცდომილების შემდეგი სიდიდეები:

თერმომეტრებისათვის 0-დან 360°-მდე.

ერთგრადუსიანი დანაყოფებით

შუალედში 0-დან +100°-მდე ცდომილება ±1°C.

.. 101-დან +200°-მდე ±2°C.

201-დან +300°-მდე ±3°C.

301-დან +360°-მდე ±4°C.

თერმომეტრებისათვის 0-დან 500°-მდე.

ორგრადუსიანი დანაყოფებით

შუალედში 0-დან +100°-მდე ცდომილება ±2°C.

.. 201-დან +300°-მდე ±4°C.

301-დან +400°-მდე

±4°C,

401-დან +500°-მდე

±5°C.

ცალკეულ შემთხვევაში გვხვდება აერომეტრები, რომლებსაც მეტი სიზუსტე ახასიათებთ: მაგრამ მათი გამოყენება ძრავების გამოცდის დროს მაინცდამაინც საჭირო არაა, რადგანაც სამუშაო პროცესის მცირე ცვალებადობის გამო, რაც მუდამ ხდება ძრავის გამოცდის დროს, ტემპერატურის ზემონაჩვენებ ზღვრებზე უფრო მაღალი სიზუსტით გაზომვა მაინც ვერ ხერხდება.

რაც შეეხება თერმოელექტრულ პირომეტრებსა და პირველ რიგში თერმოწყვილებს, ისინი გამოსაყენებლად ძალიან მარჯვეა და ამიტომ უფრო მეტადაა გავრცელებული. სამწუხაროდ, მათი მრავალფეროვნების გამო ძნელია რაიმე ზოგადი მითითების მიცემა ცდომილების სიდიდის დასადგენად. ყოველი ცალკეული შემთხვევისათვის საჭიროა, გაზომვის პირობების შესაბამისად, გამოირკვეს მოსალოდნელი ცდომილების სიდიდე, რომელიც საერთოდ იმყოფება 1-4% ზღვრებში.

ჰაერისა და საწვავის ხარჯის გაზომვა. ძრავების გამოცდის დროს ჰაერის ხარჯის გასაზომად იყენებენ წინასწარ ტარირებულ სადროსელო საყელურებს, საზომ მილაკებს (პიტოს ან პრანდტლის მილაკს) და ცალკე დანადგარის სახით დამზადებულ აირშომებს.

სადროსელო მოწყობილობებით ჰაერის ხარჯის განსაზღვრის სიზუსტის ხარისხი, პირველ რიგში, დამოკიდებულია ხარჯვისა და გაფართოების კოეფიციენტების სწორ შერჩევაზე.

ლ. ვოლჩოკი თვლის, რომ ხარჯვის კოეფიციენტის შერჩევის ალბათური ცდომილება იმყოფება ზღვრებში 0,5-1,5% და ამასთანავე ცდომილების დიდი მნიშვნელობები მოდის სადროსელო საყელურის ხვრეტილის შედარებით დიდი ფართობებისათვის. გაფართოების კოეფიციენტის ალბათური ცდომილება დამოკიდებულია შხივის სიდიდეზე. შხივისათვის 0,1-0,2 ეს ცდომილება არ აღემატება ±0,5%-ს. შხივის მატებასთან ერთად ცდომილება მკვეთრად მატულობს. თავისთავად შხივის გაზომვის ალბათური ცდომილება, გაზომვის ხარისხისაგან დამოკიდებულებით, იცვლება 1-2% ზღვრებში.

ჰაერის ხარჯის გაზომვის საერთო ფარდობითი ცდომილება, რომელსაც განსახილველ შემთხვევაში შეიძლება მივალწიოთ გაზომვის საუკეთესო პირობების გამოყენების დროს, შეადგენს დაახლოებით 2%.

საზომი მილაკების გამოყენების შემთხვევაში ფარდობითი ცდო-

ბილების საუკეთესო მნიშვნელობა 5%-ის ფარგლებშია. თუ საზომი მილის სიგრძე კარგად არ არის შერჩეული. ცდომილება შეიძლება მკვეთრად გაიზარდოს. ამასთანავე, თუ საზომი მილის სიგრძე გადა-
 ჰეტებულად დიდი იქნება, მოსალოდნელია მილში მოძრავი ჰაერის
 მასის ინერციის მავნე გავლენა. რის გამოც შედეგები შეიძლება საე-
 სებით დამახინჯებული გამოვიდეს.

სპეციალური აირმზომების გამოყენების დროს ცდომილების და-
 ხადგენად საჭიროა ვიხელმძღვანელოთ იმ მონაცემებით, რომელსაც
 იძლევა ამ ხელსაწყოთა დამამზადებელი ქარხანა.

ძრავას მიერ დროის ერთეულში დახარჯული საწვავის გაზომვა
 ჩვეულებრივ წარმოებს წონითი ან მოცულობითი მეთოდით. არსე-
 ზობს აგრეთვე ხელსაწყოები, რომლებიც მოცემულ მომენტში იძლე-
 ვსა საწვავის საათურ ხარჯს, მაგრამ მათ მცირე სიზუსტის გამო ფარ-
 თო გამოყენება არა აქვთ.

ყველაზე ზუსტი მეთოდია საწვავის ხარჯის გაზომვა აწონით
 და ერთდროულად დროის გაზომვით.

თუ, მაგალითად, დროის გაზომვის ფარდობითი ცდომილებაა
 1%, აწონის სიზუსტე კი 2%. მაშინ საწვავის საათობრივად ხარჯის
 გაზომვის საერთო ფარდობითი ცდომილება იქნება 3%.

ვინაიდან საწვავის კუთრი ხარჯი

$$g_r = \frac{G_t}{N_r}$$

შიტომ კუთრი ხარჯის საერთო ფარდობითი ცდომილება საჭიროა
 ზვიდოთ, როგორც საწვავის საათობრივი ხარჯისა (G_t) და ძრავას
 ეფექტური სიმძლავრის (N_r) გაზომვათა ფარდობითი ცდომილებებს
 ჯამი.

§ 5. ბალონის შეღებვის პრაქტიკული გამოცდები

დიდი თვალსაჩინოება და კომპაქტურობა წარმოადგენს გრაფი-
 კის ღირსებას. ამის გამო თითქმის მუდამ მიღწეულნი იქნებიან
 მკვლევარები შედეგების გრაფიკული გამოსახვა.

ასეთი გრაფიკების ასავებად უპირატესად იყენებენ ჩვეულებ-
 რივ სწორკუთხა კოორდინატთა სისტემას. რომელზედაც ასახულია
 ფუნქციონალური დამოკიდებულება ორ x და y ცვლადს შორის. ექს-
 პერიმენტის დროს იზომება y -ის მნიშვნელობანი. რომლებიც უპასუ-
 ხებენ x -ის განსაზღვრულ სიდიდეს. ამგვარად, იქმნება წყვილები,
 რომლებიც წარმოადგენენ გრაფიკის აგების საფუძველს.

ზოგ შემთხვევაში საჭიროა გრაფიკულად აისახოს სამი ცვლადის x , y და z ფუნქციონალური დამოკიდებულება: ასეთ შემთხვევაში აგებენ ცალ-ცალკე მრუდებს (მრუდების ჩგუტვს). რომელთაგან თითოეული, z -ის განსაზღვრული მნიშვნელობისათვის, გამოისახავს x -სა და y -ს შორის დამოკიდებულებას.

წარმოიქმნება ძალიან მარჯვეა მილიმეტრებიან ქაღალდზე, რაც წინასწარ დასტამბულ, მილიმეტრებიან დანაყოფების მქონე ბაჟეს. მხედველობაში უნდა ვიქონიოთ ის, რომ დასტამბული ბაჟე ხშირად შეიცავს მნიშვნელოვან ცდომილებებს, რისთვისაც გამოყენების წინ საჭიროა მისი შემოწმება კარგი დანაყოფებიანი სახაზავით.

აღსანიშნავია, რომ კარგად შერჩეული დასტამბული მილიმეტრებიანი ქაღალდი მასზე დახაზული გრაფიკიდან ანათვლის აღების შემთხვევაში იძლევა ცდომილებას $\pm 0,25$ მმ-ს. მიღებულია აგრეთვე, რომ, თუ გრაფიკი აგებულია გულმოდგინედ. მკვირვ თეთრ ქაღალდზე, სათანადო ხელსაწყოების გამოყენებით. მაშინ ეს ცდომილება შეიძლება შემცირდეს $\pm 0,1$ მმ სიდიდემდე.

გრაფიკის აგების წინ კარგად უნდა შევისწავლოთ ცესი, რომელსაც ის გამოხატავს; წინასწარ უნდა ვიცოდეთ. რომლისაოდნელო თუ არა პროცესის მიმდინარეობაში ნახტომები ცვლილებები და მაქსიმუმის ან მინიმუმის არსებობა თუ პირიქით. პროცესი მშვიდია და პარამეტრების ცვალებადობით მიმდინარეობს. პირველ შემთხვევაში ადგილი ექნება მრუდის მიმართულების მკვეთრ ცვალებადობას ან გარდატეხებს. მეორე შემთხვევაში კი მივიღებთ მდოვრული ხასიათის მრუდს.

პრაქტიკაში მეტწილად მეორე შემთხვევასთან გვაქვს საქმე.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ, რაც არ უნდა მშვიდი იყოს პროცესი და რაც არ უნდა თანაბრად იცვლებოდეს პარამეტრები, ცდომილებების არსებობის გამო, ექსპერიმენტული წერტილები ზუსტად არ გააყვება მდოვრე მრუდის განვითარებას.

აქედან გამომდინარეობს, რომ, თუ დიაგრამაზე დანიშნული იქნება ექსპერიმენტული წერტილები და მათ ჩვენ თანმიმდევრულად შევართებთ, აუცილებლად მივიღებთ ტეხილ ხაზს. მაგრამ ტეხილი ხაზი არ შეესაბამება პროცესის მიმდინარეობას და ის შედეგია ცდომილებების არსებობისა. ამის გამო, ექსპერიმენტული წერტილების დანიშვნის შემდეგ საჭიროა მათ შორის გავატაროთ მდოვრე მრუდი, რომელიც, რაც შეიძლება ახლო უნდა გადიოდეს ექსპერიმენტული წერტილებიდან, მაგრამ ისეთაირად, რომ დაშორება წერტილიდან მრუდამდე არ აღემატებოდეს r ცდომილებას.

ექსპერიმენტული მრუდის საიშედო გატარებისათვის. ჩვეულებრივ, სავსებით საკმარისია 10 — 15 წერტილი (გარდა განსაკუთრებული შემთხვევისა). მღოვრედ და თანაბრად მიმდინარე პროცესებისათვის მინიმალურად უნდა ჩაითვალოს 4—5 წერტილი.

ძალიან დიდი მნიშვნელობა აქვს მასშტაბების კარგ შერჩევას. მართალია, მასშტაბების შერჩევა საერთოდ ნებისმიერია. მაგრამ ზოგიერთი პირობის გათვალისწინება მაინც აუცილებელია. მაგალითად, ძალიან სასურველია მოცემული სიდიდის გრაფიკიდან ათვლის სიზუსტე ისეთივე იყოს, როგორი სიზუსტეც დაკული იყო ამ სიდიდის გაზომვის დროს.

მაგალითად, თუ გრაფიკს ვაგებთ მილიმეტრიან ქაღალდზე, მაშინ, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, ათვლის სიზუსტე დაახლოებით იქნება $\pm 0,25$ მმ. აქედან გამომდინარეობს, რომ x და y ცვლადი სიდიდეების აბსოლუტური ცდომილება უნდა უდრიდეს ამ სიდიდეს, ამრიგად, აბსცისთა ღერძზე მასშტაბის დასაწესებლად $x_x = 0,25$ მმ-ს და ორდინატთა ღერძის მასშტაბისათვის $y_y = 0,25$ მმ-ს.

ვთქვათ, აბსცისთა ღერძი გამოსახავს ძრავას სიმძლავრეს, რომელიც გაზომილია $\pm 0,25$ კვტ-ს სიზუსტით, ხოლო ორდინატთა ღერძი — საწვავის სათობრივ ხარჯს, გაზომილს ± 10 გ-ის სიზუსტით. ასეთ შემთხვევაში აბსცისის მასშტაბი იქნება $0,25$ კვტ = $0,25$ მმ ან 10 მმ = 10 კვტ, ხოლო ორდინატის მასშტაბი $0,01$ კგ = $0,25$ მმ ან 10 მმ = $0,4$ კგ.

ვიწინიდან გრაფიკის ათვლის სიზუსტე მიახლოებითია, ამიტომ თვალსაჩინოებისათვის დასაშვებია მასშტაბის ნაწილობრივი დამრგვალება; მაგალითად, განხილულ შემთხვევაში მარჯვეა მივიღოთ 10 მმ = $0,5$ კგ.

პრაქტიკაში ხშირად ვერ ხერხდება მასშტაბის შერჩევის განხილული წესის დაცვა. ამის მიზეზი ის არის, რომ ხშირად გასაზომი სიდიდე დიდია, ცდომილება კი მცირე და მასშტაბების დაცვით აგებული გრაფიკი გამოსაყენებლად უხერხული ზომების გამოდის. ასეთ შემთხვევაში სპირობა მასშტაბის ხელოვნური შემცირება და ცხადია, რომ გრაფიკიდან სიდიდის ათვლის სიზუსტე ნაკლები იქნება. ვიდრე სიზუსტე, განხორციელებული ამ სიდიდის გაზომვის დროს.

მასშტაბდარღვეული დიაგრამების გამოყენების დროს უნდა გამოვიჩინოთ სიფრთხილე და ვეცადოთ, რომ ასეთი გრაფიკიდან არ აითვალონ პარამეტრის აბსოლუტური მნიშვნელობა.

გრაფიკის მასშტაბების შერჩევისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ, რომ სასურველი არაა გრაფიკი გამოვიდეს გაწეილი ერთ-

ერთი ღერძის მიმართ. ასეთ შემთხვევაში მრუდი მკვეთრად ეცემა ღერძისაკენ და აძნელებს შედეგების სწორი ათვლის შესაძლებლობას.

პრაქტიკაში ხშირად გამოყენებული პარამეტრებისათვის სახელმწიფო სტანდარტით მტკიცდება მათი გაზომვის მეთოდები და გრაფიკის აგებისათვის მასშტაბები.

შედეგად, საავტორტრაქტორო ძრავებისათვის სახელმწიფო სტანდარტით დადგინებულია შემდეგი მასშტაბები:

უხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში n ბრ/წთ

როცა $n_{max} = 800$ ბრ/წთ,	10 მმ = 50 ბრ/წთ.
" $n_{max} = 1600$ ბრ/წთ.	10 მმ = 100 ბრ/წთ.
" $n_{max} = 3200$ ბრ/წთ.	10 მმ = 200 ბრ/წთ.
3200 ბრ/წთ-ზე ზევით.	10 მმ = 250 ბრ/წთ.

საწვავის საათობრივი ხარჯი G კგ/სთ

როცა $G_{max} = 10$ კგ/სთ.	10 მმ = 0,5 კგ/სთ.
" $G_{max} = 20$ კგ/სთ.	10 მმ = 1,0 კგ/სთ.
20 კგ/სთ-ზე ზევით.	10 მმ = 2,0 კგ/სთ.

ძრავას ეფექტური სიმძლავრე N ცხ. ძ.

როცა $N_{max} = 30$ ცხ. ძ.	10 მმ = 2 ცხ. ძ.
" $N_{max} = 100$ ცხ. ძ.	10 მმ = 5 ცხ. ძ.
100 ცხ. ძ.-ზე ზევით.	10 მმ = 10 ცხ. ძ.

გარდა ამისა, მიღებულია საწვავის კუთრი ხარჯისათვის 10 მმ = 50 გ/ცხ.ძსთ, საშუალო ეფექტური წნევისათვის 10 მმ = 0,5 კგ/სმ² და ნარჩენი აირების ტემპერატურისათვის 10 მმ = 100°.

§ 8. კრავას სიმძლავრის დაუპანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე

შეივარის ძრავებს პრაქტიკულად უხდებთ მუშაობა სხვადასხვა ატმოსფერულ პირობებში და სხვადასხვა სიმაღლეზე ზღვის დონიდან.

იმისათვის, რომ შესაძლებელი გახდეს სხვადასხვა პირობებში ჩატარებული ძრავების გამოცდის შედეგების ერთმანეთთან შედარება და მათ ერთფასოვანი მნიშვნელობები ჰქონდეს, ახდენენ მოცემულ პირობებში მიღებული მათი მაჩვენებლების დაყვანას ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე. სხვანიირად რომ ვთქვათ, დაყვანა ნიშნავს

მაჩვენებლის გამოთვლას, რომელიც ძრავას ექნებოდა ნორმალურ პირობებში მუშაობის დროს.

ნორმალურად მიღებულია პირობები, როდესაც ატმოსფერული ჰაერის წნევაა 760 მმ ვერსხ. წყ. სვ. (ან 1,033 კგ/სმ² = 0,101 მნ/მ²) და ტემპერატურა $t^{\circ} = 15^{\circ}\text{C}$.

ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე კარბურატორიანი ძრავას სიმძლავრის დასაყვანად სახელმწიფო სტანდარტით მიღებულია ფორმულა

$$N_r = N'_r \frac{760}{B} \frac{530 + t_n}{545} \quad (131)$$

სადაც N_r არის სიმძლავრის დაყვანილი სიდიდე:

N'_r — სიმძლავრე მოცემულ პირობებში:

B და t_n — მოცემულ პირობებში ატმოსფერული ჰაერის წნევა და ტემპერატურა.

ეს ფორმულა ემპირიულია და ზოგ შემთხვევაში არ იძლევა დამაკმაყოფილებელ შედეგს. მისი მთავარი ნაკლი ისაა, რომ მასში არ შედის მექანიკური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი, რის გამოც ის ვარგისია მხოლოდ ძრავების ცალკეული ჯგუფისათვის. ეს ფორმულა ყველაზე კარგ შედეგს გვაძლევს ძრავებისათვის მექანიკური მარჯი ქმედების კოეფიციენტით 0,86 - 0,87.

ამ ნაკლისაგან თავისუფალია ავტორის მიერ მიღებული ფორმულა

$$N_r = \frac{N'_r \eta_m}{\eta_m + \frac{P}{V \beta}} \quad (132)$$

რომელიც, როგორც ჩანს. შეიცავს ძრავას მექანიკურ მარჯი ქმედების კოეფიციენტს ნორმალურ პირობებში.

ამ ფორმულის გამოყვანის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ ძრავა მუდმივი სიჩქარითი რეჟიმით მუშაობს, მისი მექანიკური დანაკარგები არაა დამოკიდებული ცილინდრში მყოფი აირების წნევის სიდიდეზე. სხვანაირად რომ ვთქვათ, მიღებულია პირობა, რომ ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდისა და დატვირთვის ცვალებადობის დროს ძრავას მექანიკური დანაკარგები უცვლელი რჩება.

ეს დაშვება მიღებულია შემდეგი მოსაზრებების საფუძველზე: ძრავას მექანიკური დანაკარგების დიდ ნაწილს შეადგენს დამხმარე მექანიზმების აძვრაზე დახარჯული მუშაობა. რომელიც, რა თქმა უნდა. არავითარ კავშირში არაა ცილინდრში მყოფი აირის წნევასთან.

მექანიკური დანაკარგების დარჩენილი ნაწილის დაახლოებით 75% შექმნილია ძრავას მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალებით, რომლებიც აგრეთვე არაა დამოკიდებული ცილინდრში მყოფი აირების წნევაზე.

ამრიგად, რჩება ძრავას მექანიკური დანაკარგების მხოლოდ მცირე ნაწილი. რომელიც იცვლება ცილინდრებში აირის წნევის ცვალებადობის დროს და დანაკარგების მთლიან სურათზე არ შეიძლება შესამჩნევი ვაკლენა მოახდინოს.

ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე სატრაქტორო დიზელის სიმძლავრის დასაყვანად გამოიყენება ფორმულა

$$N_n = N'_r \frac{760}{B} \frac{850 + t_a}{865} \quad (133)$$

რომელიც 1953 წელს მიიღეს ხარკოვის ძრავების სპეციალურ საკონსტრუქტორო ბიუროში.

ამ ფორმულის დიდი ნაკლი ისაა, რომ მასში არ შედის მექანიკური ზარვი ქმედების კოეფიციენტი და აგრეთვე ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი.

უფრო ზოგადი სახე აქვს ნახევრად ემპირიულ ფორმულას, რომელიც ავტორმა მიიღო 1956 წელს. მას შემდეგი სახე აქვს:

$$N_n = \frac{N'_r \eta_m}{\eta_m + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} + \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} (\alpha_n - \alpha_n) 0,288 \dots 1} \quad (134)$$

ზემომოყვანილ ფორმულებში:

μ და β მოცემულ და ნორმალურ პირობებში წნევებისა და ტემპერატურების ფარდობაა:

α_n და α_0 მოცემულ და ნორმალურ პირობებში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელობებია.

თუ ატმოსფერული პირობების ცვალებადობის დროს საწვავის ტუმბოს მიწოდება მუდმივია. მაშინ

$$\alpha_n = \alpha_0 \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}$$

თუ გარემოს პირობების ცვალებადობის დროს იცვლება ტუმბოს რეგულირება და დაცულია პირობა $\alpha_n = \alpha_0$, მაშინ (134) ფორმულა (132) ფორმულის ანალოგიურ სახეს მიიღებს.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა, ძირითადი ნაწილების გაანბარიშება და დამხმარა სისჯავები

თ ა ვ ი I

ძრავას მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა

§ 1. მექანიზმის კინემატიკური დამოკიდებულებანი

დგუშინი შიგაწვის ძრავას მოქმედების პრინციპი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის არსებობაზე დაფუძნებული; ამიტომ ეს მექანიზმი დგუშინი ძრავას ძირითად მექანიზმს წარმოადგენს.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმით წარმოებს დგუშის სწორ-საზომბრივი მოძრაობის გარდაქმნა მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობად. ძრავას ამუშავების პროცესში ეს მექანიზმი შებრუნებულ პოვალუობას ასრულებს და მუხლა ლილვის ბრუნვითს მოძრაობას დგუშის სწორსაზომბრივ მოძრაობად გარდაქმნის.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრაივი ნაწილების ინერციის ძალები დამოკიდებულია ამ ნაწილების მოძრაობის დროს. წარმოქმნილ აჩქარებებზე. ამის გამო მექანიზმის დინამიკის საკითხების განხილვამდე აუცილებელია მისი კინემატიკური პარამეტრების ცოდნა.

მ¹ -ე ნახაზე ნაჩვენებია ნორმალური (ა) და ღერძდენილი (ბ) მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სქემები.

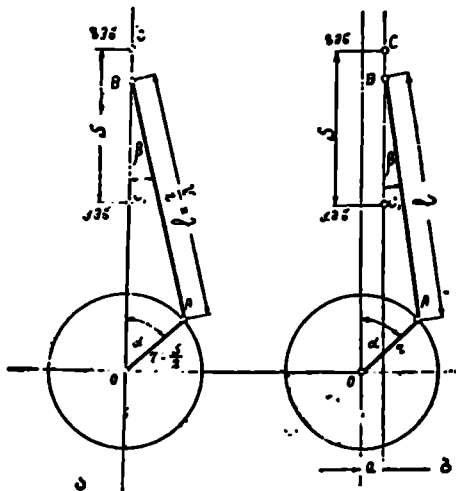
ამ სქემებზე *O* წერტილი აღნიშნავს მრუდმხარას (მუხლა ლილვის) ბრუნვის ცენტრს, *B* — ბარბაცას სახსრულ შეერთებას დგუშთან (ე. ი. დგუშის თითის ცენტრს). *A* — ბარბაცას შეერთებას მუხლა ლილვთან.

მრუდმხარას ბრუნვის დროს დგუში (ე. ი. წერტილი *B*) ასრულებს უკუშქცევ-გადატანით მოძრაობას. ხოლო ბარბაცა — რთულ მოძრაობას.

ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმის თავისებურება ისაა, რომ ამ დგუშის თითისა და მრუდმხარას ბრუნვის ცენტრები (წერტილები *B* და *O*) ცილინდრის ღერძზე იმყოფება; ღერძდენილ მექანიზმებში ასეთი თანხვდენა აჭა გვაქვს და ცილინდრის ღერძი *a* მანძილით

დაცდენილია მუხლა ლილვის ცენტრში გამავალი ღერძიდან. ღერძ-
 ცდენას მაშინაც ვღებულობთ, თუ მუხლა ლილვის ცენტრი ცილინ-
 დრის ღერძზე რჩება, მაგრამ მისგან a მანძილით გადანაცვლებული
 იქნება დგუშის თითის ცენტრში გამავალი ღერძი.

თანამედროვე შიგაწვის
 ძრავებში ძირითადად იყე-
 ნებდნენ ნორმალურ მრუდ-
 მხარა-ბარბაცა მექანიზმს,
 მაგრამ მათთან ერთად, გან-
 საზღვრული რაოდენობით
 იყენებენ ღერძცდენილ მე-
 ქანიზმებსაც. ასეთი მექა-
 ნიზმის გამოყენების მიზანს
 დგუშის გვერდით ზედა-
 პირზე შექმნილი წნევის
 შემცირება წარმოადგენს.
 ზოგ შემთხვევაში, ღერძ-
 ცდენა კონსტრუქციული
 მოსაზრებითაც ხდება (მაგა-
 ლითად, იმ მიზნით, რომ
 ძრავას მუშაობის დროს
 ბარბაცა არ მოედოს მუშტა
 ლილვს).



ნახ. 84. ნორმალური და ღერძცდენილი
 მექანიზმების სქემები.

მოძრაობის დროს დგუშში
 აღწევს თავის განაპირა მდგომარეობებს, სადაც მოძრაობის მიმართუ-
 ლებას იცვლის. ამ განაპირა მდგომარეობებს, როგორც აღვნიშნეთ,
 მკვდარ წერტილებს უწოდებენ. შესაბამისად გვექნება: ზედა მკვდარი
 წერტილი (ზმწ) და ქვედა მკვდარი წერტილი (ქმწ).

მკვდარ წერტილებს შორის მანძილი დგუშის სვლას გამოსახავს.
 მრუდმხარა მექანიზმისათვის საჭიროა მივიღოთ შემდეგი სტან-
 დარტული აღნიშვნები:

S — დგუშის სვლა;

l — ბარბაცას სიგრძე ($l = AB$);

r — მრუდმხარას რადიუსი;

u — მრუდმხარას შემობრუნების კუთხე, ათელირი ზედა მკვდა-
 რი წერტილოს შესაბამისი მდგომარეობიდან;

β — ცილინდრის ღერძიდან ბარბაცას განხრას კუთხე.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დაპროექტების დროს ხელ-
 მძღვანელობენ ძრავას თბური გაანგარიშების შედეგად მიღებული

დგუშის სელოს სიდიდით. ამავე პარამეტრით გამოიანგარიშებენ მრუდმხარას რადიუსის სიდიდეს. რაც შეეხება ბარბაცას სიგრძეს, მას აწესებენ სხვა მსგავსი ძრავების მიხედვით.

რაც უფრო ღიღია ბარბაცას სიგრძე, მით უფრო ნაკლებია მისი განხრის კუთხე და ამის გამო ნაკლებია დგუშის წნევა ცილინდრის კედელზე. მაგრამ ამავე დროს ბარბაცას სიგრძის ზრდა ძრავას გაბარიტებისა და მასის გადიდებას იწვევს.

ბარბაცას სიგრძის შერჩევის გასაადვილებლად შემოღებულია კოეფიციენტი

$$\lambda = \frac{r}{l},$$

რომლის სიდიდე არსებული კონსტრუქციებისათვის მოცემულია ცნობარებში. თანამედროვე ძრავებისათვის ეს კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში

$$\lambda = 0,2 \div 0,3.$$

ბარბაცას შერჩეული სიგრძე აუცილებლად უნდა შემოწმდეს კონსტრუქციული თვალსაზრისითაც; კერძოდ, შესაძლებელია მუშაობის დროს ბარბაცა მოედოს ცილინდრის ქვედა ნაწილს და ამ მიზეზების გამო საკირო გახდეს ბარბაცას სიგრძის რამდენიმედ გადიდება. ასეთი შემთხვევა უფრო მოსალოდნელია მცირე დიამეტრის მქონე ცილინდრებიან ძრავებში.

სიმარტივისათვის ხშირად მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმს მრუდმხარა მექანიზმს უწოდებენ.

ფართოდ გავრცელების გამო ქვემოთ განხილულია მხოლოდ ნორმალური მრუდმხარა მექანიზმი (ნახ. 85).

როდესაც დგუში ზედა მკედარ წერტილშია, მაშინ დგუშის თითის ცენტრს C წერტილი გამოსახავს, ხოლო მრუდმხარას სატაცის ცენტრს — A_1 წერტილი. ამ მდგომარეობაში ბარბაცა და მრუდმხარა ერთ სწორ ხაზზეა ($CO = l + r$). როდესაც დგუში ქვედა მკედარ წერტილში გადავა, მაშინ C გადაინაცვლებს C_1 წერტილში, ხოლო $A_1 - A_{II}$ წერტილში.

დგუშის ზედა მკედარი წერტილის შესაბამის მდგომარეობას ლეზულობენ როგორც მექანიზმის საწყის მდგომარეობას და აქედან ახდენენ მრუდმხარას შემობრუნების კუთხის (α), დგუშის გადაადგილების (x) და ბარბაცას განხრის კუთხის (β) ათვლას.

ჩვეულებრივ მრუდმხარა მექანიზმის კინემატიკასა და დინამიკას ძრავას დამყარებული რეჟიმით მუშაობის შესაბამისად იზილავენ; ამ

დროს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი მუდმივია და, მაშასადამე, ბრუნვა თანაბარია.

რადგან თანაბარი ბრუნვის დროს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხე დროის პირდაპირპროპორციულია, ამიტომ, საანგარიშო ფორმულების გამარტივების მიზნით, შექანიზმის კინემატიკური პარამეტრები გამოისახება არა დროის, არამედ მრუდმხარას მობრუნების კუთხის ცვალებადობის მიხედვით.

თუ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია n ბრ/წთ, მაშინ მუხლა ლილვის ერთ წაშში შემობრუნე-

ბის კუთხე იქნება $\frac{360n}{60} = 6n^\circ$.

აქედან გამომდინარეობს, რომ ლილვის α კუთხით შემობრუნების შესაბამისი დრო

$$t = \frac{\alpha}{6n} \text{ წმ.}$$

შექანიზმების კინემატიკურ პარამეტრებს შორის დამოკიდებულების განმსაზღვრელი ფორმულების გამოყვანის გამარტივების მიზნით სასურველია წინასწარ დაემაყროთ დამოკიდებულება α და β კუთხეებს შორის.

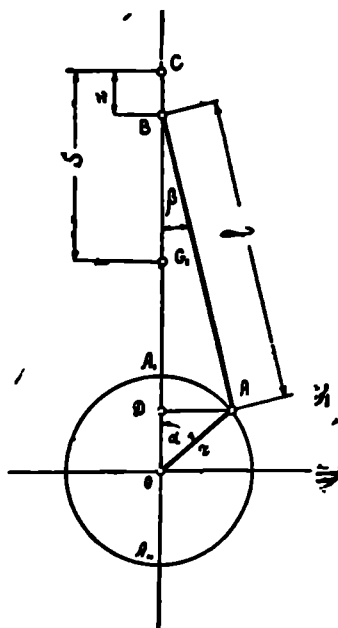
ამ დამოკიდებულების დამყარება ადვილია მრუდმხარა შექანიზმის სქემის მიხედვით (ნახ. 85), საიდანაც მივიღებთ

$$AD = l \sin \beta = r \sin \alpha.$$

ამ ტოლობიდან ვღებულობთ

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (135)$$

ბარბაცას განხრის მაქსიმალური β_{\max} კუთხის საანგარიშოდ გვექმება ტოლობა:



ნახ. 85. ნორმალური მრუდმხარა შექანიზმის სქემა.

$$\sin \beta_{\max} = \lambda. \quad (136)$$

ადვილი წარმოსადგენია, რომ კუთხე β მრუდმხარას ერთ შემობრუნებაზე ორჯერ მიაღწევს თავის მაქსიმუმს.

(135) ტოლობის გამოყენებით შეიძლება დავწეროთ

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

საიდანაც მიახლოებით მივიღებთ

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2}. \quad (137)$$

ქვემოთ განხილულია ნორმალური მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრავი ნაწილების კინემატიკური პარამეტრები ცალ-ცალკე.

მრუდმხარას კინემატიკა

მრუდმხარას (ე. ი. მუხლა ლილვის) ბრუნვის კუთხური სიჩქარე გამოიანგარიშება მისი ბრუნთა რიცხვის მიხედვით. რისთვისაც გამოიყენება ტოლობა.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ 1/წმ.} \quad (138)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

მრუდმხარას სატაცის ცენტრის (ნახ. 60, წერტილი A) წრიული სიჩქარე იქნება

$$V = \frac{2\pi r n}{60} \text{ მ/წმ} \quad (139)$$

ან

$$V = r \omega \text{ მ/წმ} \quad (140)$$

ვინაიდან მუხლა ლილვის ბრუნვა თანაბარია, ამიტომ მრუდმხარას სატაცის ღერძი განიცდის ნორმალურ ცენტრისკენულ აჩქარებას. ამ აჩქარების სიდიდე მუდმივია და გამოითვლება ტოლობით:

$$j_n = r \omega^2 \text{ მ/წმ}^2. \quad (141)$$

დგუშის მიერ გავლილი მანძილი

როდესაც მრუდმხარა α კუთხით შემობრუნდება, დგუში გაივლის x მანძილს. სქემის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ (ნახ. 65):

$$x = CO - BO,$$

სიღრმე:

$$CO = l + r$$

და

$$BO = BD + DO = l \cos \beta + r \cos \alpha;$$

ამგვარად.

$$x = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha). \quad (142)$$

ამ ტოლობაში $\cos \beta$ -ს ნაცვლად თუ შევიტანთ (137) ტოლობიდან მის მნიშვნელობას, მივიღებთ

$$x = l + r - \left(l - \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} + r \cos \alpha \right) = l + r - l + \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} - r \cos \alpha$$

ან

$$x = r \left(l + \frac{l \lambda^2 \sin^2 \alpha}{2r} - \cos \alpha \right).$$

მაგრამ, რადგანაც $\frac{l}{r} = \frac{1}{\lambda}$, ამიტომ საბოლოოდ შეიძლება დავწვი-

როთ

$$x = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right). \quad (143)$$

თუ წარმოვიდგენთ, რომ მრუდმხარამ შეასრულა ნახევარი შემობრუნება, ე. ი. $\alpha = 180^\circ$, მაშინ (143) ტოლობის მიხედვით მივიღებთ

$$x = 2r = S,$$

ე. ი. მრუდმხარას ნახევარი შემობრუნების დროს დგუში აყეთებს ერთ სვლას.

თუ მრუდმხარამ შეასრულა მეოთხედი შემობრუნება და $\alpha = 90^\circ$, მაშინ

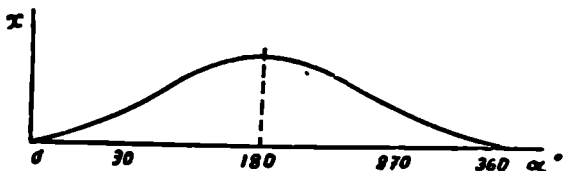
$$x = r + \frac{r \lambda}{2},$$

ე. ი., როცა მრუდმხარა შეასრულებს მეოთხედ შემობრუნებას, დგუში ნახევარ სვლას კი არ გაივლის, არამედ $\frac{r \lambda}{2}$ სიდიდით მეტს.

უნდა გვახსოვდეს, რომ დგუშის გადაადგილების სიდიდე მუდამ ათვლედა ზედა მკვდარი წერტილიდან, რის გამოც მრუდმხარას ბრუნ-

ეისას პირველ ნახევარში დგუშის გადაადგილება მატულობს. ხოლო
 მრუდმხარას ბრუნვის დროს მეორე ნახევარში კლებულობს.

(143) ტოლობის მიხედვით აღვილია დგუშის გადაადგილების გა-
 მოთვლა α -ს ნებისმიერი მნიშვნელობისათვის. ეს გარემოება საშუა-



ნ.ნ. 26. დგუშის გადაადგილების კრაფიკი.

ლებას ვვაძლევს (143) ტოლობის დახმარებით ავაგოთ დგუშის გადაად-
 გილების ცვალებადობის გრაფიკი. ასეთი სანიმუშო გრაფიკი ნაჩვენე-
 ბია 86-ე ნახაზზე.

დგუშის სიჩქარე

დგუშის გადაადგილების W სიჩქარე, მუხლა ლილვის შემობრუ-
 ნების კუთხის შესაბამისად, შეიძლება განვსაზღვროთ, როგორც გვე-
 ლილი მანძილის წარმოებულ დროით

$$W = \frac{dx}{dt}.$$

აგომ x -ის გამოსახულების უშუალო განწარმოება დროით შე-
 იძლებელია. რადგან იქ α ცვლიდა; ამიტომ ტოლობის მარჯვენა ნა-
 ნილი გაუამრავლოთ და გაეყოთ $d\alpha$ -ზე. მივიღებთ.

$$W = \frac{dx d\alpha}{d\alpha dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha},$$

სადაც $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარეა.

დგუშის მიერ გველილი მანძილის გამოსახულების (ფორმულა
 143) განწარმოებით მივიღებთ

$$\frac{dx}{d\alpha} = r \left(\frac{\lambda}{2} 2 \sin \alpha \cos \alpha + \sin \alpha \right) = r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right);$$

რის გამოც

$$W = r\omega \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (144)$$

ვინაიდან $V = r\omega$ მრუდმხარას სატაცის ცენტრის წრიული სიჩქარეა. ამიტომ (144) ტოლობა შეიძლება დაწეროთ შემდეგი სახითაც:

$$W = V \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (145)$$

გამოყვანილი ტოლობების მიხედვით ვღებულობთ, რომ მკვდარ წერტილებში, როცა

$$\alpha = 0^\circ$$

ან

$$\alpha = 180^\circ,$$

დგუშის სიჩქარე ნულის ტოლია.

თუ წარმოვიდგენთ, თითქოს ბარბაცის სიგრძე უსასრულოდ დიდა, მაშინ მივიღებთ

$$W = V \sin\alpha,$$

რაც იმას ნიშნავს, რომ ასეთ შემთხვევაში დგუშის სიჩქარე ცილინდრის ლერძზე მრუდმხარას წრიული სიჩქარის პროექციის ტოლი იქნებოდა.

გარდა ამისა, ასეთი პირობისათვის დგუშის უდიდეს სიჩქარეს მივიღებდით მაშინ, როცა $\alpha = 90^\circ$.

სინამდვილეში, იმის გამო, რომ ბარბაცის განსაზღვრული სიგრძე აქვს, დგუშის სიჩქარე თავის მაქსიმუმს აღწევს უფრო ადრე. მისი შესაბამისი α კუთხის სიდიდის განსაზღვრისათვის საჭიროა ავიღოთ

$$\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$$

სიდიდის წარმოებული და გავუტოლოთ ის ნულს.

ამრიგად, დგუშის უდიდესი სიჩქარის შესაბამისი α კუთხის გაშთათვლულად გვექნება ტოლობა

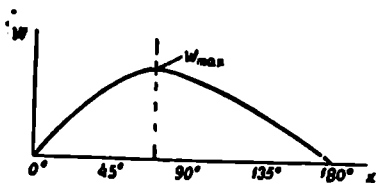
$$\frac{d \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)}{d\alpha} = 0,$$

საიდანაც

$$\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

$$\frac{\lambda \cos 2\alpha}{\cos \alpha} = -1. \tag{146}$$

ამ განტოლებიდან განსაზღვრული α კუთხე გვაძლევს მრუდმხარას ისეთ მდგომარეობას, რომლის დროსაც დგუშის სიჩქარე უდიდესია. საინტერესოა ის გარემოება, რომ მექანიზმის სწორედ ამ მდგომარეობაში კუთხე ბარბაცასა და მრუდმხარას შორის დაახლოებით 90° -ის ტოლი გამოდის.



ნახ. 87. დგუშის სიჩქარის გრაფიკი.

არსებულ კონსტრუქციებში α კუთხის სიდიდე, რომლის დროსაც დგუშის სიჩქარე მაქსიმალურია, შეადგენს საშუალოდ 76° -ს.

(144) განტოლების საფუძველზე ადვილია დგუშის მოძრაობის

სიჩქარის ცვალებადობის გრაფიკის აგება (ნახ. 87). ამისათვის საკმარისია გამოვიანგარიშოთ სიჩქარის სიდიდეები მრუდმხარას რამდენიმე მდგომარეობისათვის (მაგალითად, ყოველი 15 ან 20° -ის შემდეგ).

იმის გამო, რომ დგუშის სიჩქარის მაქსიმუმი მიიღება 90° -ზე უფრო ადრე, ცხადია გრაფიკი სიმეტრიული არ იქნება.

დგუშის საშუალო სიჩქარე. მრუდმხარას ერთი შემობრუნების დროს დგუში გაივლის $2S$ მანძილს. ამის შესაბამისად დგუშის მიერ ერთ წამში გავლილი მანძილი იქნება

$$\frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30};$$

ამრიგად, დგუშის საშუალო სიჩქარე

$$u = \frac{Sn}{30}, \tag{147}$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;
 S — დგუშის სვლა;

მრუდმხარას სატაცის ცენტრის წრიული სიჩქარე

$$V = \frac{2\pi rn}{60} = \frac{\pi Sn}{60}.$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ.

$$u = \frac{2}{\pi} V = 0,637V. \quad (148)$$

დგუშის აჩქარება

დგუშის აჩქარება განისაზღვრება, როგორც სიჩქარის წარმოებულის დროით

$$j = \frac{dW}{dt} = \frac{dW}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dW}{d\alpha}.$$

დგუშის სიჩქარის გამომსახველი (144) ტოლობის გაწარმოებით ვღებულობთ.

$$\frac{dW}{d\alpha} = r\omega \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \cos 2\alpha \cdot 2 \right) = r\omega \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha \right).$$

რის გამოც

$$j = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (149)$$

α -ს მნიშვნელობა, რომელსაც ეთანადება აჩქარების მაქსიმუმს შეგვიძლია ვიპოვოთ ტოლობიდან:

$$\frac{d(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)}{d\alpha} = 0,$$

საიდანაც

$$\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha = 0$$

ან

$$\sin \alpha \left(1 + \frac{2\lambda \cdot \sin 2\alpha}{\sin \alpha} \right) = 0,$$

რაც გვაძლევს

$$\sin \alpha = 0.$$

ეს პირობა შეესაბამება მრუდმხარას მდგომარეობას, როდესაც $\alpha = 0^\circ$ ან $\alpha = 180^\circ$ და, მაშასადამე, გამოდის, რომ დგუშის აჩქარება მკედარ წერტილებში უდიდესია.

მრუდმხარას იმ მდგომარეობის მოსაძებნად, როდესაც აჩქარება ნულის ტოლია, შეიძლება დავწეროთ ტოლობა

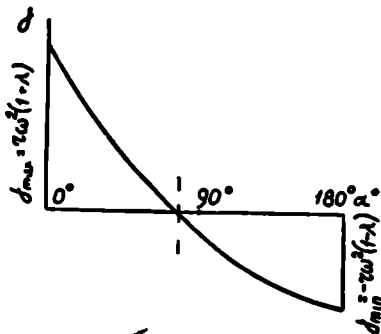
$$j = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = 0,$$

$$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

ან

$$\frac{\lambda \cos 2\alpha}{\cos \alpha} = -1. \quad (150)$$

მიღებული შედეგის შედარება (145) ტოლობასთან გვარწმუნებს, რომ ღვეშის აჩქარება მაშინაა ნულის ტოლი, როცა სიჩქარე მაქსიმალურია.



ნ.ბ. 88. ღვეშის აჩქარების გრაფიკი.

თუ (149) ტოლობის მიხედვით გამოვიანგარიშებთ ღვეშის აჩქარების სიდიდებს მრუდმხარას რამდენიმე მდგომარეობისათვის, მაშინ ადვილად მოხერხდება α და j კოორდინატებში ღვეშის აჩქარების გრაფიკის აგება.

ასეთი წესით აგებულ ღვეშის აჩქარების სანიშნულ გრაფიკი მოცემულია 88-ე ნახაზზე.

გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ ზედა და ქვედა მკვდარ წერტილებში აჩქარება საწინააღმდეგო მიმართულებისაა. გარდა ამისა, ზმ წერტილში აჩქარების აბსოლუტური სიდიდე მეტია კმ წერტილში მიღებული აჩქარების აბსოლუტურ სიდიდესთან შედარებით. საწინააღმდეგო ნიშნების არსებობის გამო შეიძლება მივიღოთ ზმწ-ში განვითარებული აჩქარება მაქსიმალურად, ხოლო კმწ-ში განვითარებული აჩქარება მინიმალურად. ამის შესაბამისად (149) ფორმულა გვაძლევს: ზედა მკვდარი წერტილისათვის, როცა $\alpha = 0^\circ$,

$$j_{\max} = r\omega^2(1 + \lambda); \quad (151)$$

ქვედა მკვდარი წერტილისათვის, როცა $\alpha = 180^\circ$,

$$j_{\min} = r\omega^2(-1 + \lambda)$$

ან

$$j_{\min} = -r\omega^2(1 - \lambda). \quad (152)$$

მრუდშხარა-ბარბაცა მექანიზმის ნაწილებზე მოქმედებს აირის წყევით შექმნილი დატვირთვები და მექანიზმის ნაწილებზე მოქმედებს აირის წყევით გამოწვეული ინერციის ძალები.

სატრაქტორო და განსაკუთრებით სწრაფვლან საათო ეპოზიტლ უახლ
 ძალებში ინერციის ძალები
 წყევით შექმნილ ძალებს და სხვა მექანიზმებში კიდევ კარბობს მათ: ამის გამო მრუდშხარა მექანიზმის ნაწილების გაანგარიშება ინერციის ძალების კუთვალისწინებლად დაუშვებელია.

მრუდშხარა ნახაზზე ნაჩვენებია ძრავის სქემა. რომელზედაც მოდებულია მრუდშხარა მექანიზმში მოქმედი ძალები.

ცილინდრში მყოფი აირის წნევა ქმნის ძალას, რომელიც ტვირთს აწეოს და ცილინდრის სახურავს.

დგუმის ძირზე (ასევე დგუმის თითზე) მოქმედი აირის წნევილი შექმნილი ძალა იწეება:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (3)$$

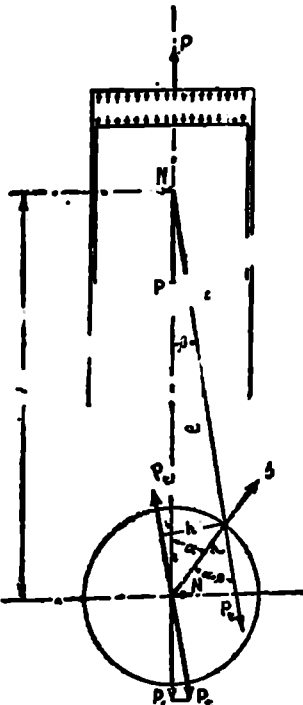
სადაც D — აირის ცილინდრის დიამეტრი;
 p — აირის სამუშაო წნევა.

დგუმის თითზე აირის წნევილი შექმნილი R ძალის გარდა მოქმედებს გულატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის X ძალა. ამრიგად, დგუმის თითზე მოქმედებს ძალა

$$P_1 = P + X.$$

P_1 ძალის დაშლა ბარბაცას მიმართულ ღრუში და ცილინდრის ღერძის მართობად გვადლევენ შემდგენებს:

$$D_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} \quad (154)$$



ნახ. 6. მრუდშხარა მექანიზმის ნაწილებზე მოქმედი ძალები.

$$N = P_1 \operatorname{tg} \beta.$$

(155)

თუ გადავიტანთ P_1 ძალას მრუდმხარას თითის ცენტრში და გარდა ამისა, მუხლა ლილვის ბრუნვის ცენტრში მოვდებთ ორ, ერთ-მანეთის მოპირდაპირე მიმართულების მქონე P_1 -ს ტოლ და პარალელურ ძალას, მივიღებთ $M_h = P_1 h$ მომენტს და თავისუფალ ძალას P_1 , რომელიც ტვირთავს მუხლა ლილვის საკისრებს. მომენტს —

$$M_h = P_1 h = \frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

ძრავას მამბრუნი მომენტი ეწოდება.

თავისუფალი P_1 ძალა შეიძლება დაიშალოს ცილინდრის ღერძის მიმართულებით და მის პერპენდიკულარულად.

ცილინდრის ღერძის პერპენდიკულარული შემდგენი

$$N = P_1 \sin \beta = \frac{P_1 \sin \beta}{\cos \beta} = P_1 \operatorname{tg} \beta,$$

მეორე შემდგენი კი

$$P_1 = P_1 \cdot \cos \beta = \frac{P_1 \cos \beta}{\cos \beta}.$$

მრუდმხარას სატაკის ცენტრში მოდებულია შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ინერციის ცენტრიდანული S ძალა, რომელიც მიმართულია ბრუნვის ცენტრიდან გარეთ.

S ძალა ტვირთავს საკისრებს და შემდეგ გადაეცემა მანქანის ჩარჩოს.

მანქანის ჩარჩოს აგრეთვე გადაეცემა უკუქცევით-გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის X ძალა. მართლაც, თუ დავაკვირდებით ძრავას სქემას, დავინახავთ, რომ ცილინდრის შიგნით, სახურავისაკენ, მოქმედებს P ძალა, მის საწინააღმდეგო მიმართულებით კი P_1 ძალა; მათი სხვაობა $P_1 - P = X$ რჩება თავისუფალი და გადაეცემა ჩარჩოს.

N ძალა A მხარეზე გვაძლევს ეგრეთ წოდებულ უკუმომენტს W . თუ M_h მომენტის მიმართულებას დადებითად მივიღებთ, გვექნება

$$W = -NA. \quad (156)$$

უკუშომენტი რიცხობრივად ძრავას მომენტის ტოლია; ამის და-
პტიკება ადვილად შეიძლება

$$W = -NA = -P_1 \operatorname{tg} \beta (l \cos \beta + r \cos \alpha) = -P_1 \frac{\sin \beta}{\cos \beta} r \left(\frac{l}{r} \cos \beta + \cos \alpha \right) =$$

$$= -P_1 \frac{\left(\frac{\sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}{\sin \beta} + \cos \alpha \cdot \sin \beta \right)}{\cos \beta} = -\frac{P_1 r \sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

ძრავას მბრუნე მომენტის გამოსახულებასთან მიღებული შედე-
გის შედარება გვარწმუნებს, რომ

$$W = -M_A.$$

ძრავას მუშაობის დროს უკუშომენტი გადაეცემა მანქანის ჩარჩოს.
აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ, თუ ძრავას მუხლა ლილვს
ყრულ გავამაგრებთ და ცილინდრებს ბრუნვის საშუალებას მივცემთ,
მაშინ უკუშომენტი ძრავას მბრუნე მომენტის სახეს მიიღებს. ასეთ
ძრავებს როტატიულ ძრავებს უწოდებენ.

დასასრულ, საჭიროა შევნიშნოთ, რომ ზემომოყვანილ დასა-
ში აღებული იყო მხოლოდ აირის წნევით შექმნილი და აირის ძა-
ლები; ისეთი ძალები კი, როგორც, პაგალათად, F ძალების წონის
ძალებია, შედარებითი სიმცირის გამო შეიძლება არ იყო მიღე-
ბული.

როგორც ძრავას საერთო ღინ იკურმა განხილვამ გვიჩვენა, მის
ბრუდმხარა შექანიზმში მოქმედებენ აირების წნევით შექმნილი ძა-
ლები და ინერციის ძალები. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

ცილინდრში მყოფი აირის წნევით შექმნილი ძალები

ცილინდრში მყოფი აირის მუშა p წნევა, რომელიც მუხლა ლილ-
ვის α კუთხით შემობრუნებას შეესაბამება, განისაზღვრება ინდიკატო-
რული დიაგრამიდან.

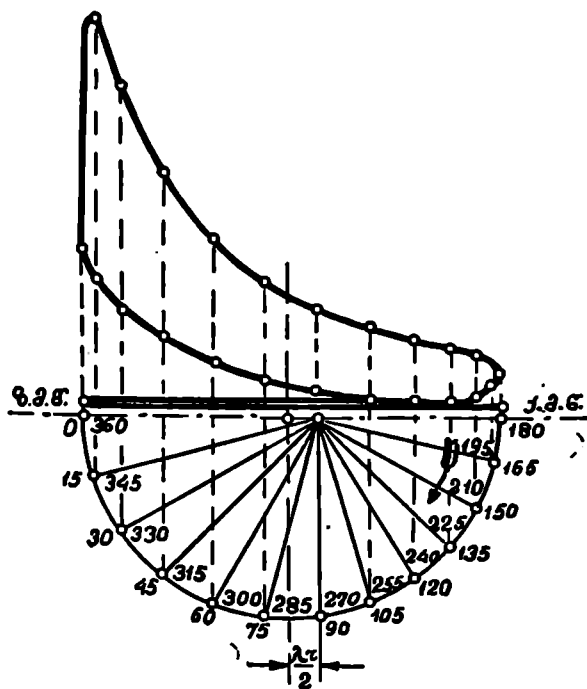
ინდიკატორული დიაგრამის აგება წარმოებს ძრავას თბური გაან-
გარიშების საფუძველზე და განსახილველ შემთხვევაში იგულისხმება,
როგორც წინასწარ მოცემული.

ჩვეულებრივი ინდიკატორული დიაგრამის აბსცისა გამოსახავს
ცილინდრის მოცულობას და, მაშასადამე, ბრუდმხარას მოცემული
მდგომარეობის შესაბამისი წნევის მისაღებად საჭირო იქნება წინასწარ
გამოთვალთ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით დგუ-
შის მიერ გავლილი მანძილის სიდიდე.

ასეთი ვამოთვლები მოითხოვს დიდ დროს და ამიტომ უმჯობესია

გამოვიყენოთ გრაფიკული ხერხი, რომელიც შემდეგში მდგომარეობს (ნახ. 90):

ინდიკატორული დიაგრამის ქვეშ ვატარებთ ნახევარწრეს, რომლის რადიუსი, დიაგრამის მასშტაბით, ცილინდრის სამუშაო სვლის ნახევარია. ამის შემდეგ წრის ცენტრიდან ქვედა მკვდარი წერტილისაკენ გადავზომავთ $\frac{\lambda r}{2}$ მანძილს. მიღებული წერტილიდან ვატარებულ რაიმე კუთხით დახრილი სხივი წრესთან გადაკვეთით გვაძლევს



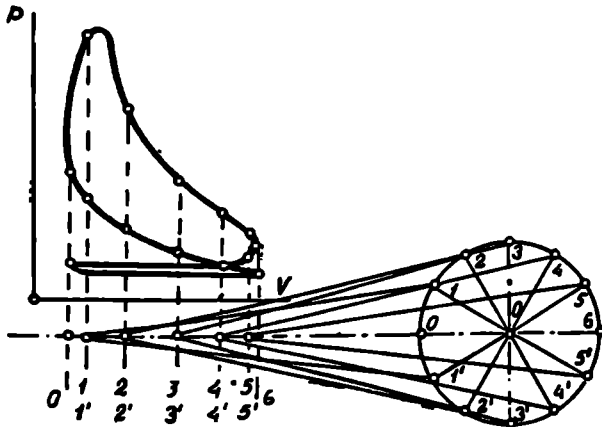
ნახ. 90. აირის წნევის ათვლის გრაფიკული ხერხი.

წერტილს; რომლის პროექცია აბსცისათა ღერძზე გვიჩვენებს ღვეშის სათანადო მდგომარეობას და, მაშასადამე, შესაბამის წნევასაც.

წნევის ათვლისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ აგრეთვე მეორე

გრაფიკული ხერხი, რომლის სქემა ნაჩვენებია 91-ე ნახაზზე. სიმარტივის გამო ეს ხერხი ცალკე განმარტებას არ მოითხოვს.

აირის წნევის ათვლის შემდეგ გამოვიანგარიშებთ დღეუშზე მოქმედ. ამ წნევით შექმნილ P ძალას შემდეგი ფორმულით:



ნახ. 91. აირის წნევის ათვლის მეორე გრაფიკული ხერხი.

$$P = (\rho - \rho_0) \frac{\pi D^2}{4} \quad (157)$$

სადაც ρ არის წნევა განსახილველ მომენტში:

ρ_0 — ატმოსფერული წნევა;

D — ცილინდრის დიამეტრი.

თუ P ძალას გამოვთვლით მუხლა ლილვის რამდენიმე მდგომარეობისათვის (ჩვეულებრივ ყოველი 15° - 30° შემდეგ), შეიძლება ავაგოთ დიაგრამა, რომლის აბსცისა გამოსახავს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს, ორდინატა კი აირის წნევით გამოწვეულ დღეუშზე მოქმედ ძალას. ადვილი წარმოსადგენია, რომ ასეთი დიაგრამა სხვა მასშტაბში მოგვეცემს გაშლილ ინდიკატორულ დიაგრამას.

P ძალის მიმართულება ემთხვევა ცილინდრის ღერძს, ამიტომ მრუდმხარას ელემენტებზე მოქმედი ძალების გამორკვევის დროს ეს ძალა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ, როგორც დღეუშის თითის ცენტრში მოდებული.

თუ ცილინდრში მყოფი აირის წნევა ატმოსფერულზე მეტია. დღეუშზე მოქმედი P ძალის მიმართულება ითვლება დადებითად, ხო-

ლო, როცა აირის წნევა ატმოსფერულზე ნაკლებია (შეწოვის პროცესი). P ძალის მიმართულება უარყოფითია.

მრუდმხარა მექანიზმის მოძრავი ნაწილების მახის ინერციით შექმნილი ძალები

მრუდმხარა მექანიზმში შექმნილი ინერციის ძალების სიდიდე ჯამოკიდებულია მექანიზმის მოძრავი ნაწილების მასასა და აჩქარებაზე. მრუდმხარა მექანიზმის მოძრავი ნაწილებია: ბარბაცა, დგუში და მუხლა ლილეი განვიხილოთ მათ მიერ შექმნილი ინერციის ძალები ცალ-ცალკე.

ბარბაცას ინერციის ძალები. მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს ბარბაცა ასრულებს რთულ მოძრაობას: გადატანით მოძრაობას ცილინდრის ღერძის გასწვრივ და ბრუნვას დგუშის თითის ცენტრის გარშემო. ასეორ მოძრაობის გამო ბარბაცაზე იმოქმედებს:

1. ცილინდრის ღერძის გასწვრივ მოქმედი, გადატანითი მოძრაობით შექმნილი ინერციის ძალა;

2. ბარბაცას სივრცით მოქმედი, ბრუნვით გამოწვეული, ცენტრიდანული ინერციის ძალა;

3. ბარბაცას ღეროს პერპენდიკულარულად მოქმედი, ქანობით შექმნილი ტანგენციალური ძალა;

ძალების ასეთი განაწილება მეტად ართულებს ძრავას დინამიკურ განგარიშებას. საკითხის ვამარტივების მიზნით ახდენენ ბარბაცას მასის პირობით დაყოფას და უშვებენ, რომ ბარბაცას მასის ერთი ნაწილი m_1 თავმოყრილია ზედა თავში და დგუშთან ერთად სწორხაზობრივად მოძრაობს, ხოლო მეორე ნაწილი m_2 თავმოყრილია ქვედა თავში და მუხლა ლილვთან ერთად ბრუნვით მოძრაობას.

ცხადია, რომ

$$m_1 + m_2 = m_3.$$

მახლოებით ლებულოპენ: $n_1 = 0,275 m_3$ და $m_2 = 0,725 m_3$.

საჭიროა აღვნიშნოთ ეს გარემოება, რომ აღწერილი მეთოდის მიხედვით ბარბაცას მასის დანაწილების შედეგად ვღებულობთ მხოლოდ ტოლქმედი ძალისა და მომენტის ნამდვილ სიდიდეს. ამიტომ ასეთი განგარიშებანი მისაღებია მხოლოდ ძრავას საერთო დინამიკური განხილვისათვის. თუ საჭირო იქნება ბარბაცას ღეროს სიმტკიცის განგარიშება (ღუნვა ინერციის ძალებით), მაშინ მასის დაყოფაზე უარი უნდა ვთქვათ და გავითვალისწინოთ მასის ნამდვილი განაწილება ღეროს სივრცეზე.

დგუშის ინერციის ძალა. დგუში ასრულებს უკუქცევით-გადატანით მოძრაობას, რის გამოც მისი ინერციის ძალა იქნება დგუშის კომპლექტის მასისა და უარყოფითი ნიშნით აღებული აჩქარების ნამრავლის ტოლი. ინერციის ძალის მიმართულება მუდამ აჩქარების საწინააღმდეგოა. მაგალითად, როცა დგუში ზედა-მკვდარ წერტილშია, აჩქარება მუხლა ლილვის ცენტრისაკენაა მიმართული, ხოლო ინერციის ძალა — მუხლა ლილვის ცენტრიდან ცილინდრის სახურავისაკენ. ასევე, როცა დგუში ქვედა მკვდარ წერტილშია, ინერციის ძალა მუხლა ლილვის ცენტრისაკენაა მიმართული.

თუ მიღებული გვექნება ნიშნების განსაზღვრული წესი, შესაძლებელი გახდება გამოვტოვოთ ინერციის ძალის გამოსახულებაში უარყოფითი ნიშანი.

ამრიგად, დგუშის ინერციის ძალა

$$X_{\text{ღ}} = m_{\text{ღ}} j = m_{\text{ღ}} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (158)$$

სადაც $m_{\text{ღ}}$ არის დგუშის კომპლექტის მასა და შეიცავს დგუშის თივის, რგოლების, მილსაყებრისა და სხვა სამაგრი დეტალების მასას.

მუხლა ლილვის მუხლის ინერციის ძალა. მუხლა ლილვის მუხლის მასა ქმნის მხოლოდ ცენტრიდანულ ინერციის ძალას, რომელიც გამოისახება ტოლობით:

$$S_2 = m_{\text{ღ}} y \omega^2,$$

სადაც $m_{\text{ღ}}$ არის მუხლის შეუწონასწორებელი მასა;

y — ამ მასის სიმძიმის ცენტრის დაცილება ლილვის ბრუნვის ღერძიდან;

ω — მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

მუხლა ლილვის მუხლის სქემა ნაჩვენებია 92-ე ნახაზზე.

აქ ლილვის შეუწონასწორებელი მასა გამოსახულია კონტურით $abng$. როგორც ჩანს, მ მასის ფორმა საკმაოდ რთულია, რაც აძნელებს მისი სიმძიმის ცენტრისა და y მანძილის განსაზღვრას.

საკითხი უფრო მარტივად წყდება r რადიუსზე დაყვანილი (რედუცირებული) მასის გამოთვლით, რაც შემდეგში მდგომარეობს:

მუხლის შეუწონასწორებელი მასა შეიძლება გავყოთ ორ ნაწილად: ერთი შემოფარგლული $efng$ კონტურით (m'), რომელიც თავმოყრილია საბარბაყე ყელის ღერძის გარშემო და იმყოფება ლილვის ბრუნვის ღერძიდან r რადიუსზე, და მეორე — შემოფარგლული $abfe$ კონტურით (m'') და განლაგებული ბრუნვის ღერძიდან ρ რადიუსზე.

ρ რადიუსზე მყოფი m'' მასა შეგვიძლია შევცვალოთ r რადიუსზე

განლაგებული პირობითი (ფიქტიური) მასით m_h ; ამისათვის საჭიროა დაეულ იქნეს პირობა.

$$m'' r \omega^2 = m_h'' r \omega^2.$$

საიდანაც

$$m_h'' = m'' \frac{r}{r}.$$

ამრიგად, დაგვრჩა r რადიუსზე განლაგებული ორი მასა — m' და m_h'' .

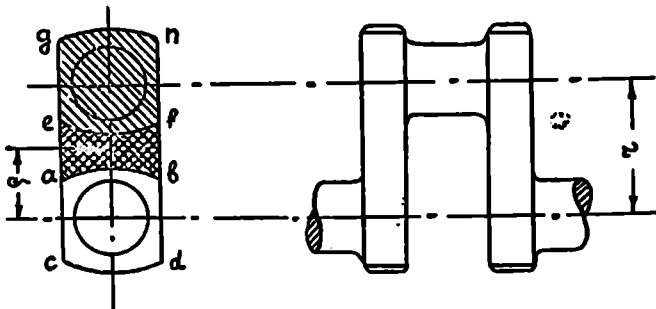
• მუხლის შეუწონასწორებელი r რადიუსზე დაყვანილი მასა იქნება

$$m_h = m' + m_h''.$$

მუხლის მასის დაყვანის შემდეგ ადვილად გამოიანგარიშება მუხლის შეუწონასწორებელი მასით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალა ფორმულით

$$S_2 = m_h r \omega^2. \quad (159)$$

მრუდ მხარა მექანიზმის ჯამური ინერციის ძალები. ბარბაცას, დგუშისა და მუხლა ლილვის მუხლის ინერციის ძა-



ნ. ხ. 92. ლილვის მუხლი.

ლების გამორკვევის შემდეგ შეიძლება გადავიდეთ მრუდმხარაში მოქმედი ჯამური ინერციის ძალების განხილვაზე. ამ მიზნით მრუდმხარა მექანიზმის მოძრაი ელემენტების მასები დაეყოთ ორ ჯგუფად:

1. მასები, რომლებიც ასრულებენ უკუქცევით-გადატანითს მოძრაობას;
2. მასები, რომლებიც ასრულებენ ბრუნვით მოძრაობას.

პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება დგუშის კომპლექტის m_e მასა და ბარბაცას მასის m_1 ნაწილი, რომელიც თავმოყრილია დგუშის თითის ცენტრში.

მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება მუხლის შეუწონასწორებელი m_h მასა და ბარბაცას მასის m_2 ნაწილი, რომელიც თავმოყრილია მრუდმხარას სატაცის ცენტრში.

ამრიგად, გვექნება:

1. გადატანითს მოძრაობაში მყოფი მასა

$$m = m_e + m_1; \quad (160)$$

2. ბრუნვითს მოძრაობაში მყოფი მასა

$$m_r = m_h + m_2. \quad (161)$$

მასების ნაჩვენები დაჯგუფების თანახმად, მივიღებთ:

1. მრუდმხარა მექანიზმის სწორხაზობრივ, გადატანითს მოძრაობაში მყოფი მასების ინერციის ძალას

$$X = mj = (m_e + m_1) j; \quad (162)$$

2. მრუდმხარა მექანიზმის ბრუნვითს მოძრაობაში მყოფი მასების ცენტრიდანულ ინერციის ძალას

$$S = m_r j_A = (m_h + m_2) j_A. \quad (163)$$

სადაც j არის დგუშის აჩქარება;

j_A — მრუდმხარას სატაცის ღერძზე მოდებული ცენტრისკენული აჩქარება.

თუ გავიხსენებთ j და j_A გამოსახულებებს (ფორმულები 149; 141,) შეგვიძლია დავწეროთ

$$X = m r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (164)$$

და

$$S = m_r r \omega^2. \quad (165)$$

ინერციის ძალის უკეთესი ანალიზისათვის სასურველია ის დავყოთ შემადგენელ ნაწილებად, სახელდობრ

$$X = m r \omega^2 \cos \alpha + m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = X_1 + X_2. \quad (166)$$

X_1 და X_2 ძალებს შესაბამისად უწოდებენ პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალებს.

ზემოაღნიშნულის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ნორ-

მალურ მრუდმხარა მექანიზმში მოქმედებს შემდეგი ინერციის ძალები:

1. სწორხაზობრივ გადატანითს მოძრაობაში მყოფი მასებით შექმნილი პირველი რიგის ინერციის ძალა

$$X_1 = m r \omega^2 \cos \alpha \quad (167)$$

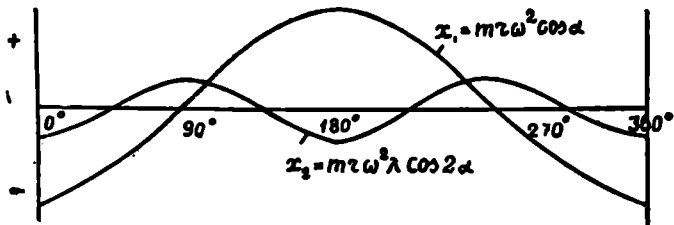
2. სწორხაზობრივ გადატანითს მოძრაობაში მყოფი მასებით შექმნილი მეორე რიგის ინერციის ძალა

$$X_2 = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (168)$$

3. მბრუნავი შეუწონასწორებელი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალა

$$S = m_r r \omega^2 \quad (169)$$

ინერციის ძალების ნიშნის გამორკვევისათვის საკიროა წინასწარ მივიღოთ რაიმე პირობა, რომელიც შეიძლება სხვადასხვაგვარი იყოს. როგორც აღვნიშნეთ. ჩვენ შემთხვევაში ვირჩევთ ნიშნების წესს. რომ-



ნახ. 93. X_1 და X_2 ძალების ცვალებადობის მრუდები.

ლის თანახმად, ძალა, მიმართული მუხლა ლილვის ბრუნვის ცენტრისკენ, ითვლება დადებითად, რაც შეეხება ცენტრიდანულ ძალას, ის მუდამ მიმართულია რადიუსზე — ცენტრიდან გარეთ.

მიღებული ნიშნების წესის საფუძველზე ინერციის ძალის გამოსახულებაში გამოტოვებულია უარყოფითი ნიშანი.

93-ე ნახაზზე ნაჩვენებია X_1 და X_2 ძალების ცვალებადობის მრუდები.

როგორც ვხედავთ, X_1 ძალის ცვალებადობის პერიოდი არის მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნება, X_2 ძალის პერიოდი კი — ნახევარი შემობრუნება.

ერთცილინდრიანი ძრავას მრუდმხარა მექანიზში მოქმედი
ჯამური ძალები

განვიხილოთ ის ჯამური ძალები, რომლებიც მიიღება აირის წნევით შექმნილი ძალებისა და ინერციის ძალების შეკრებით. -

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, დღუშის თითზე მოქმედებს აირის წნევით შექმნილი P და ინერციის X ძალები. ჯამური ძალა

$$P_1 = P + X. \quad (170)$$

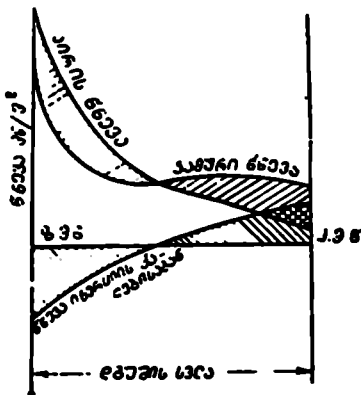
P და X ძალები პერიოდულად იცვლებიან. თუ ძრავა ოთხტაქტიანია, მაშინ P ძალის ცვალებადობის პერიოდი გამოისახება მუხლა ლილვის ორი შემობრუნებით.

P და X ძალების ერთობლივი მოქმედება განსაზღვრავს მრუდმხარა მექანიზმის დინამიკურ დატვირთვას; ამიტომ აუცილებელია P_1 ძალის ცვალებადობის ხასიათის გამორკვევა მუხლა ლილვის ორჯერ შემობრუნების განმავლობაში. ყველაზე მეტად ხელსაყრელია ეგრეთ წოდებული დინამიკური დიაგრამის აგება, რომლის აბსცისათა ღერძზე გადაზომილია მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეები გრადუსობით, ორდინატთა ღერძზე კი P_1 ძალის სიდიდე.

ყველაზე ნახაზზე მაგალითისათვის ნახვენებია ინერციის ძალის გავლენა გაფართოების პროცესის (სამუშაო სვლა) დიაგრამაზე. უნდა გვახსოვდეს, რომ ინერციის ძალები დიდ გავლენას ახდენს წნევების განაწილებაზე, მაგრამ ამავე დროს არ ცვლის ძრავას ინდიკატორულ სიმძლავრეს.

მრუდმხარა მექანიზმის დინამიკური დიაგრამის აგებისათვის საჭიროა P და X ძალების გამოთვლა მუხლა ლილვის რამდენიმე მდგომარეობისათვის (ყოველი 15-30-ის შემდეგ), მიღებული სიდიდეების შეჯამებით ვანგარიშობთ P_1 ძალის შესაბამის მნიშვნელობებს. მიღებული მონაცემების მიხედვით ვაგებთ დიაგრამას.

დინამიკური დიაგრამის აგება შესაძლებელია გრაფიკულადაც. ამისათვის საჭიროა ერთ დიაგრამაზე გამოვსახოთ P და X ძალების



ნახ. 94. ინერციის ძალების გავლენა გაფართოების პროცესის დიაგრამაზე.

ცვალებადობის მრუდები და ორდინატების გეომეტრიული შეკრებით ავაგოთ P_1 ძალის ცვალებადობის მრუდი.

დინამიკური დიაგრამა შეიძლება ავაგოთ ძალების აბსოლუტური მნიშვნელობისათვის. შეიძლება აგრეთვე ის ავაგოთ დგუშის ფართობის ერთ კვადრატულ სანტიმეტრზე მოსული ძალის მიხედვით.

მეორე შემთხვევაში გვექნება.

$$p_1 = p + x.$$

სადაც p არის დგუშის ძირის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ძირის წნევა;

$x = \frac{X}{F}$ — დგუშის ძირის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ინერციის ძალით შექმნილი წნევა;

$p_1 = \frac{P_1}{F}$ — დგუშის ძირის ფართობის 1 სმ² მოსული ჯამური წნევა.

ვა.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ, თუ დიაგრამა აგებულია კუთრი წნევებისათვის, მაშინ ძალის აბსოლუტური სიდიდის გამოსათვლელად საჭირო იქნება დიაგრამის მონაცემის გამრავლება დგუშის F ფართობზე.

ზემოთ განვიხილეთ ძრავას საერთო დინამიკა. რაც შეეხება წნევის მუხლა ლილვის ყელზე, ის განხილულია ქვემოთ, ლილვის გაანგარიშებასთან ერთად.

ცილინდრის კედელზე და ბარბაცას სიგრძეზე მოქმედი ძალები

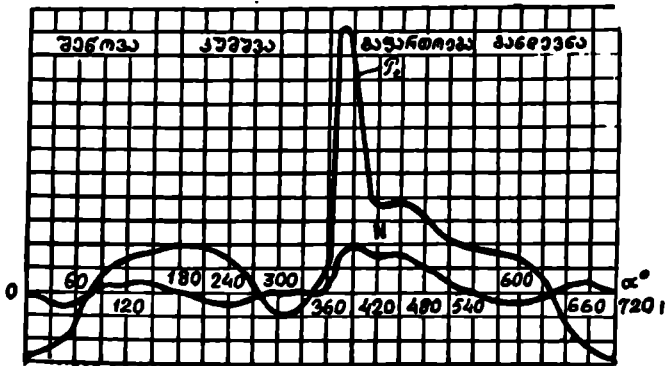
ზემოთ ნაჩვენები იყო, რომ ბარბაცას სიგრძეზე მოქმედებს P_1 ძალა, ხოლო ცილინდრის კედლის მართობად N ძალა. მათი სიდიდეებია:

$$P_1 = \frac{P_1}{\cos \beta}$$

და

$$N = P_1 \sin \beta.$$

β კუთხის სიდიდე, ჩვეულებრივ, არ აღემატება 18°-ს. ამის გამო მიახლოებითი გაანგარიშების დროს ზოგჯერ ლეზულობენ $\cos \beta \approx 1$ და, მაშასადამე, $P_1 = P_1$. ამ ძალის ნიშანი აიღება შემდეგი წესის საფუძველზე: თუ ძალა მიმართულია დგუშის თითის ცენტრიდან მრუდმხა-



ნახ 95. P_1 და N ძალების ცვალებადობის მრუდე.ა.

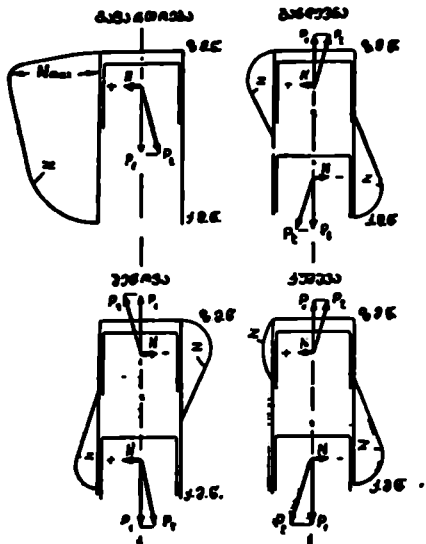
რას სატაციისაკენ, — ძალა დადებითია; საწინააღმდეგო შემთხვევაში ძალა უარყოფითია.

N ძალა ქმნის უკუმომენტს, რომელიც ცდილობს შემობარუნოს ძრავა მუხლა ლილვის გარშემო; გარდა ამისა, N ძალის სიდიდე გავლენას ახდენს დგუშა და ცილინდრის შორის შექმნილ ხახუნზე და ამით განსაზღვრავს მათს ცვეთას.

ძალა ითვლება დადებითად, თუ ის ქმნის მუხლა ლილვის ბრუნვის საწინააღმდეგო მომენტს.

95-ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია P_1 და N ძალების ცვალებადობის მრუდები.

N ძალის ცვალებადობის კანონი განსაზღვრავს ცილინდრის ცვეთის ხასიათს და გვაძლევს ცილინდრის ეგრეთ წოდებულ ცვეთის დიაგრამას. თვალსაჩინოებისათვის 96-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ასეთი დიაგრამები ცალ-ცალკე პროცესებისათვის.



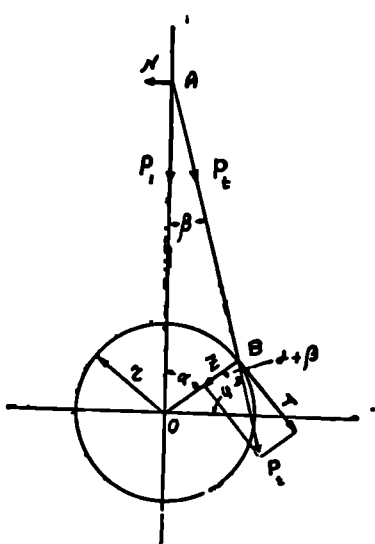
ნახ. 96. N ძალის ცვალებადობის დიაგრამები.

მოცემული ძრავასათვის N ძალის სიდიდეზე გავლენას ახდენს ბარბაცას სიგრძე (კოეფიციენტი λ). რაც მეტია ბარბაცას სიგრძე, ე. ი. ნაკლებია λ , მით ნაკლები იქნება წნევა ცილინდრის კედელზე.

გაფართოების პროცესის განმავლობაში ღერძკდენილი მრუდმხარა მექანიზმის გამოყენებით მცირდება N ძალა. სამუშაო სვლის დროს N ძალის შემცირებასთან ერთად, რამდენიმედ მატულობს წნევა ცილინდრის კედელზე კუმშვის პროცესის განმავლობაში; ამის გამო ცვეთის დიაგრამა უფრო თანაბარ სახეს ღებულობს.

ტანგენციალური T და ნორმალური Z ძალები.
ძრავას მომენტი

ბარბაცას სიგრძივ მოქმედი P_1 ძალა გადაეცემა მუხლა ლილვის საბარბაცე ყელს და ქმნის ძრავას მომენტს



ნახ. 97. P_1 ძალის დაშლის სქემა.

$$M_h = \frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (171)$$

P_1 ძალის უკეთესი ანალიზისათვის ხელსაყრელია იგი დაეშალოს ორ მდგენელად ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 97-ე ნახაზზე.

ერთი მდგენელი მრუდმხარით შემოწერილი წრის მხებია და წარმოადგენს მხებ (ტანგენციალურ) T ძალას; მეორე მდგენელი მრუდმხარას რადიუსის თანხვედნილია და ქმნის ნორმალურ Z ძალას.

სქემის მიხედვით (ნახ. 72) შეიძლება დავწეროთ

$$T = P_1 \sin(\alpha + \beta) = \frac{P_1}{\cos \alpha} \sin(\alpha + \beta) \quad (172)$$

და

$$Z = P_1 \cos(\alpha + \beta) = \frac{P_1}{\cos \alpha} \cos(\alpha + \beta) \quad (173)$$

ნორმალური Z ძალა იწვევს მუხლის კუმშვას ან გაჭიმვას, მუდამ გადის ლილვის ბრუნვის ღერძში და ამიტომ გავლენას არ ახდენს

ძრავას მომენტიზე. ძრავას შაბრუნი მომენტის სიდიდეს განსაზღვრავს მხოლოდ მხები T ძალა.

ენაიდან T ძალა მოდებულია r რადიუსზე, ამიტომ ძრავას მომენტის გამოსახულება მიიღებს სახეს

$$M_n = Tr. \quad (174)$$

ძრავას მომენტი იცვლება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით. რადგანაც მრუდმხარას r რადიუსი მუდმივ სიდიდეს წარმოადგენს, ამიტომ (174) ტოლობის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ. რომ მხები T ძალის ცვალებადობის მრუდი განსაზღვრულ მასშტაბში გამოსახავს ძრავას მომენტის ცვალებადობის კანონს.

ენაიდან ინდიკატორულ დიაგრამაზე მოცემულია დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული წნევები, ამიტომ ზოგჯერ ხელსაყრელი ხდება ძალების ცვალებადობის მრუდები ავაგოთ არა მათი აბსოლუტური მნიშვნელობებისათვის, არამედ დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული ძალებისათვის. ასე, მაგალითად, დგუშის ფართობის 1 სმ²-ზე მოსული მხები ძალა იქნება $l = \frac{T}{F}$; ასევე, P_1 ძალა, მოსული 1 სმ²-ზე, -

$$P_1 = \frac{P_1}{F}, \text{ სადა } F \text{ დგუშის ფართობია.}$$

მხები ძალის ცვალებადობას შეიძლება დავაკვირდეთ OC მონაკვეთის სიდიდის ცვალებადობის მიხედვით (ნახ. 72). მართლაც, სქემის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$\frac{OC}{OB} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \varphi} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

მიღებული გამოსახულების (171) ტოლობასთან შედარებით კლებულობთ

$$\frac{OC}{OB} = \frac{T}{P_1}.$$

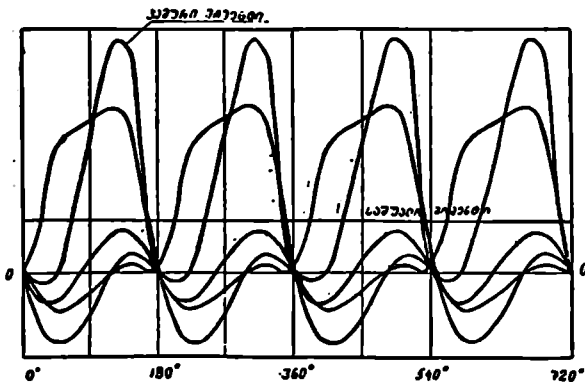
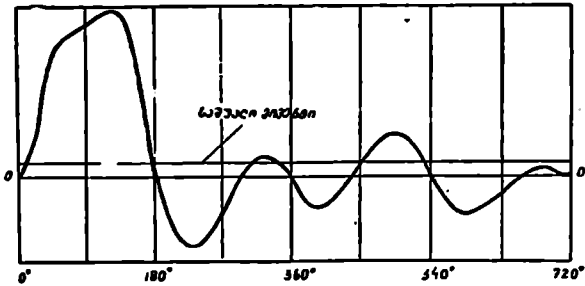
ამრიგად, თუ გამოვხაზავთ სქემას ისეთი მასშტაბით, რომ მისი OB რადიუსი უდრიდეს 100 მმ-ს, მაშინ OC მონაკვეთი მოგვცემს T ძალის სიდიდეს პროცენტებში P_1 ძალის სიდიდიდან.

T და Z ძალების ცვალებადობის მრუდების ასაგებად მათ სიდიდეებს ანგარიშობენ (172) და (173) ფორმულებით ან პოულობენ ამავე სიდიდეებს გრაფიკული წესით მუხლა ლილვის არანაკლებ 24 მდგომარეობისათვის ერთი ბრუნვის განმავლობაში.

T ძალა ითვლება დადებითად, თუ მისი მიმართულება მუხლა ლილვის ბრუნვის მიმართულების თანხვედნილია; წინააღმდეგ შემთხვევაში ძალა უარყოფითია. რაც შეეხება Z ძალას, ის დადებითია, თუ იწვევს მუხლის კუმშვას, და უარყოფითი, თუ იწვევს მუხის გაჭიმვას.

მრავალცილინდრიანი ძრავას ჯამური მხები ძალები დიაგრამის მისაღებად აგებენ დიაგრამას ერთი ცილინდრისათვის და შემდეგ მის გადაადგილებას ახდენენ იმსისათა ღერძის გასწვრივ. მრუდის გადაადგილების სიდიდე უნდა შეესაბამებოდეს იმ კუთხეს, რომელზედაც შემობრუნდება მუხლა ლილვი ერთი ფეთქვიდან მეორემდე.

ყველა მიღებული მრუდის გრაფიკული შეკრებით ლეზულო-ბენ ძრავას ჯამური მხები ძალების დიაგრამას. აღსანიშნავია, რომ იგივე დიაგრამა, სხვა მასშტაბში, იძლევა ძრავას მებრუნებელი მომენ-



ნახ. 98. მხები ძალის ცკლებადობის დიაგრამა.

ტის სიდიდეა ცვალებადობის კანონს. ჯამური დიაგრამის ფართობის გაყოფით მის სიგრძეზე მიიღება ძრავას მამბრუნი M მომენტის საშუალო სიდიდე.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას საშუალო მომენტსა და ინდიკატორულ სიმძლავრეს შორის უნდა არსებობდეს დამოკიდებულება

$$M = 9,55 \frac{N_i}{n} \text{ მძ.}$$

სადაც n ძრავას ბრუნთა რიცხვია, ხოლო N_i კტ — ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრე.

ძრავას ჯამური უდიდესი მომენტის შეფარდებას მის საშუალო მომენტთან უწოდებენ მამბრუნი მომენტის უთანაბრობის ხარისხს (σ), გვექნება:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{M}$$

მრავალცილინდრიანი ძრავას ერთ-ერთი უპირატესობაა ძი მდგომარეობს, რომ ცილინდრების რაოდენობის ზრდასთან ერთად უთანაბრობის ხარისხი σ მცირდება.

9^ნ - ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია $n=12$ და ოთხცილინდრიანი ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის $n=12$ მსებში ძალების დიაგრამები.

ამ დიაგრამების შესაბამისად აღებულია:

ერთცილინდრიანი ძრავასათვის $\sigma=8,6$;

ოთხცილინდრიანი ძრავასათვის $\sigma=2,0$.

მრავალცილინდრიანი ძრავას ცილინდრებში აფეთქებათა მორიგეობა

ძრავას დინამიკაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ის გარემოება, თუ როგორი მორიგეობით წარმოებს აფეთქებები მის ცილინდრებში. აფეთქებათა მორიგეობა აწესრიგებს ცალკეული ცილინდრების ვიერ განვითარებული ძალებისა და მომენტების მოქმედების ფაზებს და ამით განსაზღვრავს ძრავაში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ხასიათს.

მოცემული ტიპის ძრავაში აფეთქებათა მორიგეობის დაწესების დროს ხელმძღვანელობენ შემდეგი მოსაზრებებით:

1. ძრავას ცილინდრებში აფეთქებები უნდა მიჰყვებოდეს ერთი-ერთად ისე, რომ მათ შორის დროის მონაკვეთი ან, რაც იგივეა, მუხ-

ლა ლილვის მობრუნების კუთხე ერთნაირი იყოს. თუ ძრავას ექნება i ცილინდრი, მაშინ, გამოთქმული მოსაზრების თანახმად, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე აფეთქებებს შორის უნდა იყოს

$$\text{ორტაქტიანი ძრავასათვის } \alpha = \frac{720^\circ}{i};$$

$$\text{ორტაქტიანი ძრავასათვის } \alpha = \frac{360^\circ}{i}.$$

2. მუხლა ლილვის მუხლები ერთიმეორის მიმართ ისე უნდა განლაგდეს, რომ მათი ცენტრიდანული ინერციის ძალები ურთიერთ-წონასწორობდეს და არ ქმნიდეს შეუწონასწორებელ წყვილ ძალას.

3. აფეთქებები ცილინდრებში ერთიმეორეს უნდა მისდევდეს ისეთნაირად, რომ მიმყოლი ცილინდრები მოხვდეს მუხლა ლილვის შუა ძირითადი საკისრიდან სხვადასხვა მხარეს. ეს პირობა მუხლა ლილვის ელემენტების უფრო თანაბარ დატვირთვას იძლევა და მაქსიმალური ძაბვების შემცირებას იწვევს.

ამ პირობებთან ერთად მხედველობაში უნდა მივიღოთ აფეთქებათა მორიგეობის გავლენა ლილვის გრეხით რხევებზე.

აღსანიშნავია, რომ ზემოჩამოთვლილი პირობების ზუსტი დაცვა ზოგ ძრავაში ვერ ხერხდება.

§ 8. ძრავას შეწონასწორება

ერთცილინდრიანი ძრავას დინამიკურმა განხილვამ გვიჩვენა, რომ მის მრულდმხარა მექანიზმში მოქმედებს შეწონასწორებელი და შეუწონასწორებელი ძალები.

შეწონასწორებულ ძალებს მიეკუთვნება ისეთი ძალები, რომლებიც ძრავაში წონასწორდება რეაქციის ძალებით და არ გადაეცემა ძრავას საყრდენებს. ასეთებია, მაგალითად, ძრავას ცილინდრში მყოფი აირის წნევით შექმნილი ცილინდრის სიგრძივ მოქმედი ძალები, ხახუნის ძალები და სხვ.

შეუწონასწორებელ ძალებს წარმოადგენს ისეთი ძალები, რომლებიც ძრავაში არ წონასწორდებიან და ძრავას ჩარჩოს გადაეცემიან.

შეუწონასწორებელი ძალა შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც მუდმივი ან ცვალებადი. მუდმივი ძალა (მაგალითად, ძრავას წონა) ძრავას მუშაობის დროს არ იცვლის არც სიდიდეს, არც მიმართულებას და, მაშასადამე, არავითარ მავნე გავლენას არ ახდენს ძრავას მუშაობაზე.

ძრავას მუშაობაზე მეტად მავნე გავლენას ახდენს შეუწონასწორებელი ცვალებადი ძალები (ინერციის ძალები), რომლებიც ძრავას.

შეშობის დროს პერიოდულად იცვლიან როგორც სიდიდეს, ისე მიმართულებას. ასეთი ძალები გადაეცემა ძრავას ჩარჩოს და იწვევს მის წაღრევასა და ვიბრაციას.

ნჯღრევით დასრულდება რა მანქანას (ტრაქტორის ან ავტომობილისა) აწივის მიწის ზედაპირზე. შექანიზმებისა და შემავრებების დაზიანებას, სტრუქტურულ ელემენტებში მათს ნაწილსაც. გარდა ამისა, ღრმად შეიჭრება მიწის მძოროლსა და მანქანაში მყოფ მგზავრებს, რომელიც იწვევს მათ სწრაფ დასვენებას.

ამ არასასურველი მოვლენების მთლიანად ან ნაწილობრივ მაინც თავიდან ასაცილებლად ახდენენ ძრავას შეწონასწორებას.

შეწონასწორებულად ითვლება ისეთი ძრავა, რომლის დამყარებული რეჟიმით მუშაობის დროს ჩარჩოს გადაეცემა მხოლოდ მუდმივი სიდიდისა და მიმართულების მქონე ძალები.

ძრავას ძლიერ წაღრევასა და ვიბრაციას იწვევს შეუწონასწორებული მბრუნავი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალები და გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასებით შექმნილი ბირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები. უფრო მაღალი რიგის ინერციის ძალების სიდიდე უნდა შენეგრო და მათი "შეწონასწორების" წარმოებას.

ამრიგად, შეწონასწორებას მოიცავს:

1. შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასის ცენტრიდანული ინერციის ძალა

$$S = mr\omega^2;$$

2. უკუქცევით-გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასის პირველი რიგის ინერციის ძალა

$$X_1 = mr\omega^2 \cos \alpha;$$

3. უკუქცევით-გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასის მეორე რიგის ინერციის ძალა

$$X_2 = mr\omega^2 \cos 2\alpha.$$

ზოგ შემთხვევაში შეწონასწორებას მოათხოვს აგრეთვე ამ ძალებით შექმნილი მომენტებიც.

აღსანიშნავია, რომ პრაქტიკულად ზოგიერთ ძრავაში არ ჩარჩოსა და დასახელებული სამივე ძალის შეწონასწორება

ინერციის ძალებისა და მათი მომენტების შეწონასწორებას აღწევენ ორი გზით:

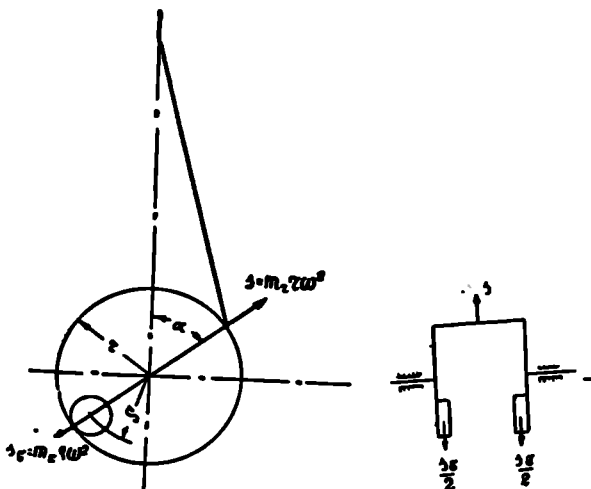
1. მუხლა ლილვის ფორმისა და ცილინდრების განლაგების სათანადო შერჩევით, რომლის დროს სხვადასხვა ცილინდრის შესაბამისი ინერციის ძალები ურთიერთწონასწორდებიან. შეწონასწორების

მიღებული პირობა გვიჩვენებს, რომ საპირწონე მასის შემცირების მიზნით რადიუსი, შესაძლებლობის ფარგლებში, დიდი უნდა იყოს.

თუ $r = \rho$, მაშინ გვექნება

$$m_{\phi} = m_1.$$

პირველი რიგის X_1 ინერციის ძალის ნაწილობრივი შეწონასწორება. წარმოვიდგინოთ, რომ მუხლა ლილვის მუხლის ლოყების გაგრძელებაზე დასმულია ორი საპირწონე. საპირწონე მასა და განლაგების რადიუსი ისეა შერჩეული, რომ ცენტრიდანული ინერციის ძალა $S_{\phi} = mr\omega^2$ (ნახ.101).



ნახ. 100. S ძალის შეწონასწორების სქემა.

S_{ϕ} ძალას თუ დაეშლით ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ შემდგენებად, მივიღებთ, რომ ვერტიკალური $mr\omega^2 \cos \alpha$ შემდგენი მუხლა ლილვის ყოველგვარი მდგომარეობისათვის უდრის X_1 ძალას და მიმართულია მის საწინააღმდეგოდ, ე. ი. აწარმოებს მის შეწონასწორებას. მაგრამ აქვე შევამჩნევთ, რომ ერთდროულად წარმოიქმნება ახალი, შეუწონასწორებელი $mr\omega^2 \sin \alpha$ ძალა (ჰორიზონტალური შემდგენი).

მაშასადამე, შეიძლება ვთქვათ, რომ ფაქტობრივად ვერ მოხერხდება X_1 ძალის შეწონასწორება, რადგან მის მაგიერ შეიქმნა სხვა შე-

უწონასწორებელი, X_1 ძალის მოქმედების სიბრტყის მართობ სიბრტყე-ში მოქმედი $mr\omega^2 \sin\alpha$ ძალა.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $mr\omega^2 \sin\alpha$ ძალის პერიოდი და ამპლიტუდა ისეთივეა, როგორც $X_1 = mr\omega^2 \cos\alpha$ ძალის პერიოდი და ამპლიტუდა, დავასკვნით, რომ მუხლა ლილვზე მოწყობილი საპირწონის გამოყენებით საშუალება გვქმდევია პირველი რივის X_1 ინერციის ძალის მოქმედება გადავიტანოთ სხვა სიბრტყეში.

საერთოდ, მიზანშეწონილი არ არის X_1 ძალის მოქმედების სრული გადატანა სხვა სიბრტყეში; ზოგჯერ უფრო მიზანშეწონილია X_1 ძალის მოქმედების ნაწილობრივი (მაგალითად, 50%-ით) გადატანა.

ამრიგად, მუხლა ლილვზე მოწყობილი საპირწონის გამოყენებით შესაძლებელია სავესებით შევაწონასწოროთ ცენტრიდანული ინერციის ძალა და, გარდა ამისა, ნაწილობრივ ან მთლიანად გადავიტანოთ პირველი რივის ინერციის ძალის მოქმედება ცილინდრის ღერძის მართობ სიბრტყეში.

საკითხი იმის შესახებ, თუ X_1 ძალის რა ნაწილი გადავა სხვა სიბრტყეში, წყდება საპირწონე მასის სიდიდის შესაბამისი შერჩევით.

თუ $m\varphi$ მასის მქონე საპირწონე განლაგებული იქნება ρ რადიუსზე და დაცული იქნება პირობა

$$m\varphi \rho\omega^2 = mr\omega^2,$$

ე. ი.

$$m\varphi = m \frac{r}{\rho}.$$

მაშინ მივალწევთ X_1 ძალის მოქმედების სრულ გადატანას სხვა სიბრტყეში. მაგრამ, მაგალითად, თუ გვსურს გადავიტანოთ X_1 ძალა მოქმედება 50%-ით, საჭიროა ავიღოთ ρ რადიუსზე განლაგებული საპირწონე შემდეგი მასით:

$$m\varphi = \frac{m}{2} \frac{r}{\rho}.$$

არ უნდა დაგვავიწყდეს, რომ X_1 ძალის მოქმედების გადატანისას სპირალის საპირწონის მასა უნდა დაემატოს ცენტრიდანული ინერციის ძალის შეწონასწორებისათვის სპირალის საპირწონე მასას.

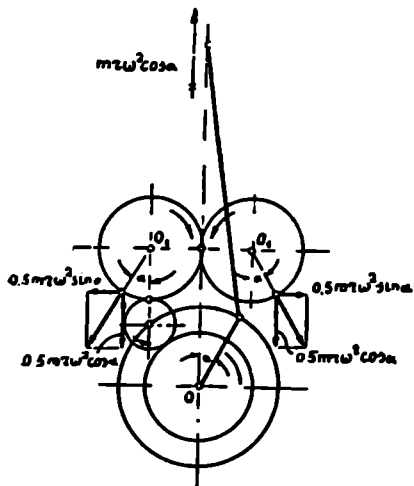
პირველი რიგის X_1 ინერციის ძალის სრული შეწონასწორება. შეწონასწორების ასეთი სქემა კონსტრუქციული სირთულის გამო პრაქტიკაში იშვიათად გამოიყენება. აქ შეწონასწორების მისაღწევად ორ საპირწონეს იყენებენ. საპირწონეები დაყენებულია დამატებით ლილვებზე O_1 და O_2 , რომლებიც განლაგებულია ცილინდრის ღერძის სიმეტრიულად (ნახ.102). დამატებითი ლილვები ბრუნავს ერთიმეორის საწინააღმდეგო მიმართულებით ისეთივე სიჩქარით, როგორც ბრუნავს მუხლა ლილვი.

საპირწონეები ისეა დაყენებული, რომ, როდესაც დგუში ზედა მკვდარ წერტილშია, ცენტრიდანული ინერციის ძალები მიმართულია ქვემოთ.

სქემიდან ჩანს, რომ საპირწონეების ცენტრიდანული ინერციის ძალების პორიზონტალური შემდგენები ერთმანეთს აწონასწორებენ, ხოლო ვერტიკალური შემდგენები აწონასწორებენ პირველი რიგის X_1 ინერციის ძალას.

თუ საპირწონეები განლაგებულია ბრუნვის ცენტრიდან r მანძილზე, მაშინ ერთი საპირწონის მასა უნდა უდრიდეს გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების მასის ნახევარს.

მეორე რიგის X_2 ინერციის ძალის სრული შეწონასწორების სქემა ნაჩვენებია 103-ე ნახაზზე.



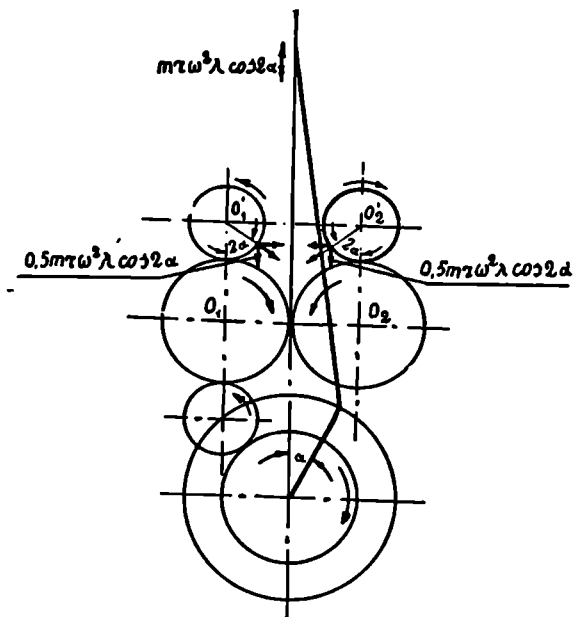
კონსტრუქციული სირთულის გამო ასეთი სქემა პრაქტიკულად არ გამოიყენება და მისი განხილვა მხოლოდ თეორიულ ინტერესს წარმოადგენს.

ზემოგანხილულ სქემასთან შედარებით აქ დამატებულია ორი ლილვი O'_1 და O'_2 , რომლებიც ერთმანეთის საწინააღმდეგოდ და

უხლა ლილვზე ორჯერ უფრო სწრაფად ბრუნავენ. O_1' და O_2' ლილვებზე დასმულია საპირწონეები ისეთნაირად, რომ, როცა დგუში ზედა მკვდარ წერტილშია, საპირწონეების ინერციის ძალები ქვემოთაა მიმართული.

ვინაიდან O_1' და O_2' ლილვები ბრუნავს მუხლა ლილვზე ორჯერ უფრო სწრაფად, ამიტომ მრუდმხარას α კუთხით შემობრუნებისას საპირწონეები შემობრუნდება 2α კუთხით.

საპირწონეების ჰორიზონტალური შემდგენები მრუდმხარას ყოველგვარი მდგომარეობისათვის ერთმანეთს აწონასწორებენ, ვერტიკალური შემდგენები კი აწონასწორებენ მეორე რიგის X_2 ინერციის ძალას.



ნახ. 103. X_2 ძალის სრული შეწონასწოების სქემა.

საპირწონე მასა გამოიანგარიშება შემდეგი პირობით:

$$2m_1 r \omega_1^2 = m r \omega^2.$$

საიდანაც ერთი საპირწონის მასა

211

$$m\varphi = \frac{m}{2} \lambda \frac{r}{\rho} \frac{\omega^2}{\omega_1^2}$$

მიღებული პირობის თანახმად, საპირწონის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე $\omega_1 = 2\omega$, რის გამოც

$$m\varphi = \frac{m}{8} \lambda \frac{r}{\rho}, \quad (176)$$

სადაც ρ საპირწონის ბრუნვის რადიუსია.

ერთცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორების შესახებ მსჯელობიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ ასეთი ძრავას სრული შეწონასწორება მოითხოვს კონსტრუქციის დიდ ვართულებას.

პრაქტიკულად ერთცილინდრიანი ძრავებისათვის იყენებენ მხოლოდ მუხლა ლილვზე მოწყობილ საპირწონეებს, რომლებითაც სავსებით წონასწორდება მუხლის ცენტრიდანული ინერციის ძალა და, ზოგ შემთხვევაში, ნაწილობრივ პირველი რიგის ინერციის ძალა. მეორე რიგის ინერციის ძალა ასეთ ძრავებში მუდამ თავისუფალ რჩება.

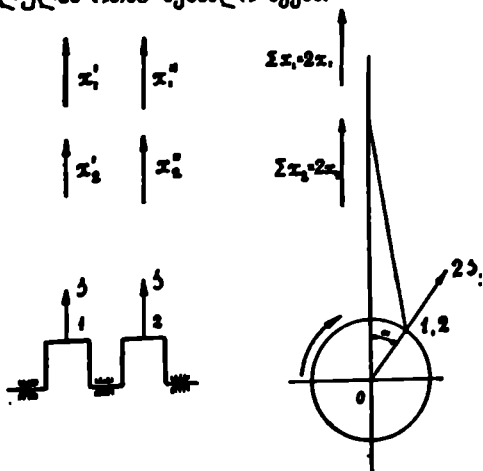
ორცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ორცილინდრიანი ძრავა შეიძლება დამზადდეს სხვადასხვა სქემის მიხედვით: ქვემოთ განხილულია ოთხი შესაძლო სქემა.

1. მრუდმხარები მიმართულია ერთ მხარეს (ნახ. 104). ასეთი სქემა შეიძლება გამოვიყენოთ ოთხტაქტიანი, ორცილინდრიანი ძრავასათვის.

მუხლა ლილვის მიღებული ფორმის გამო ორივე ცილინდრის შესაბამისი ინერციის ძალები მიმართულია ერთ მხარეს და იკრიბებიან. ინერციის ძალების შეკრებით მივიღებთ ტოლქმედებს:

$$\begin{aligned} \Sigma X_1 &= X'_1 + X''_1 = \\ &= 2mr\omega^2 cc \sin \alpha; \quad (177) \end{aligned}$$



ნახ. 104. მრუდმხარების ერთმხრივი განლაგების მქონე ორცილინდრიანი ძრავას სქემა.

$$\Sigma X_2 = X'_2 + X''_2 = 2mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (178)$$

$$\Sigma S = S + S = 2m_r\omega^2 \quad (179)$$

მიღებული ტოლქმედების შეწონასწორების შესახებ მსჯელობა ისეთივეა, როგორც ერთცილინდრიანი ძრავასათვის იყო.

აღსანიშნავია, რომ განხილულ ძრავაში შეიძლება ბრუნვის კარგი თანაბრიანობა და მუხლა ლილვის ყოველ შემობრუნებაზე თითო სამუშაო სვლის მიღება.

3. მრუდმხარები განლაგებულია 180° -ით (ნახ.105). ასეთი სქემა ვაშოიყენება როგორც ორტაქტიანი. ისე ოთხტაქტიანი ძრავასათვის.

სქემის მიხედვით მივიღებთ

$$\Sigma X_1 = 0 \quad (180)$$

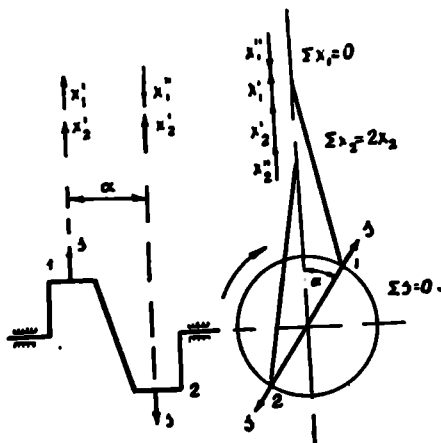
$$\Sigma X_2 = 2mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (181)$$

$$\Sigma S = 0 \quad (182)$$

აღსანიშნავია, რომ ამავე დროს პირველი რიგის და ცენტრიდანული ინერციის ძალები ქმნის წყვილ ძალებს და გვაძლევს მომენტებს:

$$M_{x_1} = mr\omega^2 \cos \alpha \cdot a \quad (183)$$

$$M_s = m_r\omega^2 \cdot a \quad (184)$$



M_{x_1} მომენტი მოქმედებს ცილინდრების ღერძების სიბრტყეში, ხოლო M_s მომენტი — მუხლა ლილვის მუხლეების სიბრტყეში.

ამგვარად, განხილულ სქემაში პირველი რიგის ინერციისა და ცენტრიდანული ძალები ერთმანეთს აწონასწორებენ, მაგრამ ერთდროულად ქმნიან მომენტებს, რითაც იზრდება მუხლა ლილვის დატვირთვა.

მუხლა ლილვის გან-

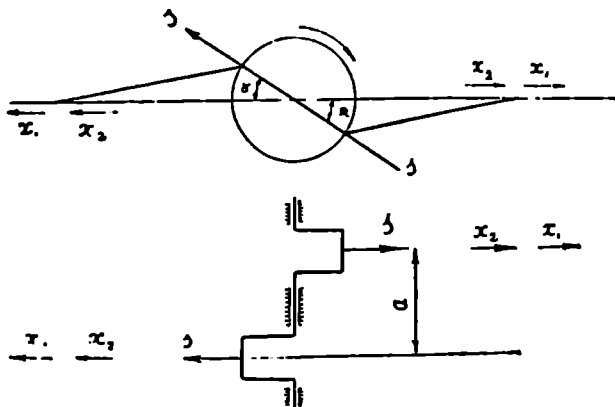
ნახ. 105. მრუდმხარების საწინააღმდეგო განლაგების მქონე ორცილინდრიანი ძრავის სქემა.

ტვირთვის მიზნით სასურველია ასეთ ძრავას დავუყენოთ საპირწონეები (მიუხედავად იმისა, რომ $\Sigma S = 0$), რითაც ცენტრიდანული ძალები ცალ-ცალკე შეწონასწორდება და მომენტი M_{x_1} გაუტოლდება ნულს.

M_{x_1} მომენტის შეწონასწორებისათვის საკირო იქნება დამატებით ლილვებზე მოწყობილი საპირწონეების გამოყენება.

თუ ზემოგანხილულ სქემას გამოვიყენებთ ოთხტაქტიანი ძრავასათვის, მაშინ სამუშაო სვლები ერთმანეთს ზედიზედ მიყვება, აფეთქებებს შორის შუალედი დრო თანაბარი არ იქნება და, მაშასადამე, ლილვის ბრუნვის უთანაბრობა გაიზრდება.

8. ოპოზიტური ძრავა (ნახ. 106) ასეთი ძრავები მზადდება ჰორიზონტალური ტიპის, სადაც ცილინდრები ერთმანეთის მოპირდაპირე მიმართულებითაა განლაგებული: მუხლა ლილვის მრუდმხარებს შორის კუთხე უდრის 180° -ს.



ნახ. 106. ოპოზიტური ძრავის სქემა.

ასეთ სქემას, ჩვეულებრივ, იყენებენ ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის. სქემის მიხედვით ვღებულობთ:

$$\Sigma X_1 = 0, \quad \Sigma X_2 = 0 \quad \text{და} \quad \Sigma S = 0;$$

გარდა ამისა, შეიქმნება მომენტები:

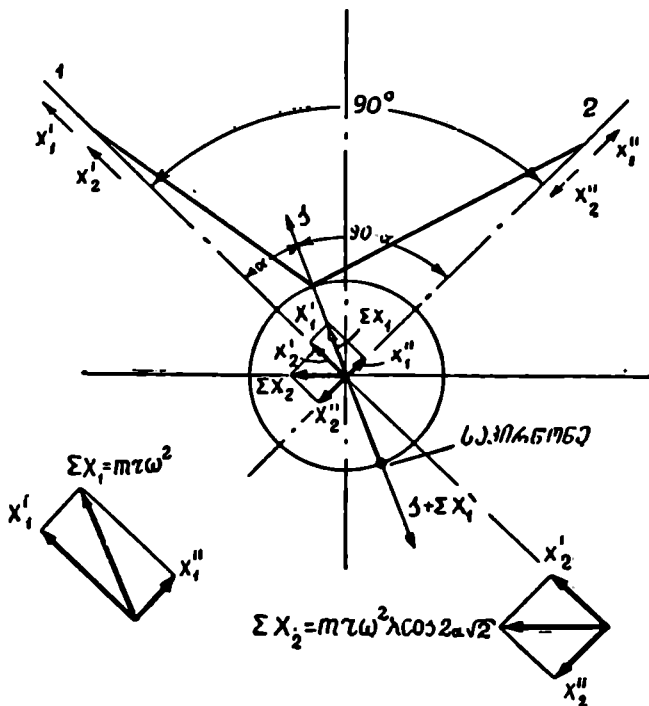
$$M_{x_1} = mr\omega^2 \cos\alpha \cdot a; \tag{185}$$

$$M_{x_2} = mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \cdot a; \tag{186}$$

$$M_y = m_r \omega^2 \cdot a. \tag{187}$$

M_z მომენტი სავსებით წონასწორდება მუხლა ლილვზე. საპირ-
წონეების დაყენებით. რაც შეეხება M_{x_1} და M_{x_2} მომენტებს, მათი შე-
წონასწორება ძნელია და მოითხოვს დამატებით ლილვებზე მოწყობი-
ლი საპირწონეების გამოყენებას.

4. V-მაგვარი ძრავა (ნახ. 107). ორცილინდრიან V-მაგვარი ძრავა ხშირად გამოიყენება მოტოციკლებისათვის. ასეთი ძრავას ცი-



ნახ. 107. V-ს მაგვარი ორცილინდრიანი ძრავას სქემა.

ლინდრები ერთიმეორესთან შეიძლება სხვადასხვა კუთხით განლაგდეს. კანეიხილოთ შემთხვევა, როცა ცილინდრების ღერძებს შორის კუთხე 90°-ს უდრის და ორივე ბარბაცა მუშაობს ერთ ყელზე.

სქემის მიხედვით გვექნება

პირველი ცილინდრისათვის

$$X_1' = m r \omega^2 \cos \alpha;$$

(188)

$$X_2' = mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (189)$$

მეორე ცილინდრისათვის

$$X_1'' = mr\omega^2 \cos(90^\circ - \alpha) = mr\omega^2 \sin \alpha; \quad (190)$$

$$X_2'' = mr\omega^2 \lambda \cos 2(90^\circ - \alpha) = -mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (191)$$

თუ ამ ძალებს გადავიტანთ მუხლა ლილვის ბრუნვის ცენტრში და შესაბამისად შევკრებთ, მივიღებთ:

$$\Sigma X_1 = \sqrt{X_1'' + X_1''} = \sqrt{(mr\omega^2)^2 (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)} = mr\omega^2;$$

$$\Sigma X_2 = \sqrt{X_2'' + X_2''} = \sqrt{2(mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha)^2} = mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \sqrt{2}.$$

საყურადღებოა ის გარემოება, რომ პირველი რიგის ინერციის ძალების ჯამი მუდმივი სიდიდეა და მუდამ რადიალურადაა მიმართული: ამიტომ ცხადია, რომ მრუდმხარას გაგრძელებაზე დაყენებული საპირწონეებით შესაძლებელია პირველი რიგის ინერციის ძალების სრული შეწონასწორება.

ასეთივე საპირწონეებით სავსებით შეწონასწორდება აგრეთვე ცენტრიდანული ინერციის ძალაც.

რაც შეეხება მეორე რიგის ინერციის ძალების ჯამს, ის რჩება თავისუფალი და მოქმედებს პორიზონტალურ სიბრტყეში.

V-მაგვარი ძრავას დიდ უპირატესობად უნდა ჩაითვალოს ის, რომ მის მუხლა ლილვზე მოწყობილი საპირწონეებით ხერხდება პირველი რიგის ინერციის ძალების სრული შეწონასწორება. არც ერთი სხვა სქემა ამის საშუალებას არ გვაძლევს.

განხილული სქემების შედარება ადასტურებს, რომ შეწონასწორების თვალსაზრისით უპირატესობა აქვს V-მაგვარ ძრავას.

კარგ შეწონასწორებას იძლევა აგრეთვე ოპოზიტური ძრავაც, თუმცა მისი გავრცელება შეზღუდულია დიდი გაბარიტული ზომებით.

ძრავა, სადაც მუხლა ლილვის მრუდმხარები განლაგებულია 180° -ით, იძლევა დამაკმაყოფილებელ შეწონასწორებას. ბრუნვის თანაბრობის მხრივ ასეთი სქემა არ არის ხელსაყრელი ოთხტაქტიანი ძრავასათვის.

შეწონასწორების თვალსაზრისით პირველი სქემა, სადაც მრუდმხარები ერთ მხარესაა მიმართული, უკანასკნელ ადგილზე დგას, თუმცა ოთხტაქტიანი პროცესისათვის ის იძლევა ბრუნვის კარგ თანაბრობას.

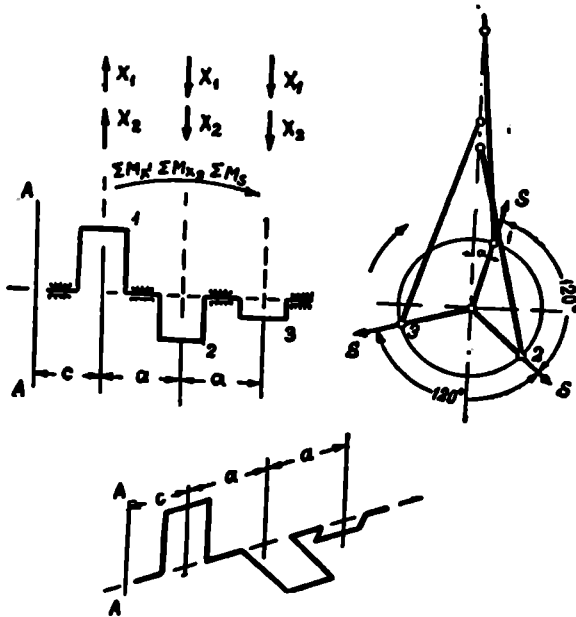
პრაქტიკაში უმთავრესად გავრცელებულია ორცილინდრიანი V-ს მაგვარი ძრავები და ისეთი ძრავები, რომელთა მრუდმხარები განლაგებულია 180° -ით (მეორე სქემა).

სამცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე შეადგენს 120° -ს (ნახ.108), რის გამოც მივიღეთ:

პირველი რიგის ინერციის ძალების ჯამი

$$\begin{aligned} \Sigma X_1 &= mr\omega^2 [\cos\alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = mr\omega^2 [\cos\alpha + \\ &+ \cos(\alpha + (90^\circ + 30^\circ)) + \cos(\alpha + (180^\circ + 60^\circ))] = mr\omega^2 + \\ &\div \left[\cos\alpha - \frac{1}{2}\cos\alpha - \frac{\sqrt{3}}{2}\sin\alpha - \frac{1}{2}\cos\alpha + \frac{\sqrt{3}}{2}\sin\alpha \right] = 0: \end{aligned}$$



ნახ. 108. სამცილინდრიანი ძრავას სქემა.

მეორე რიგის ინერციის ძალების ჯამი

$$\Sigma X_2 = mr\omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0:$$

ცენტრიდანული ინერციის ძალების ჯამი

$$\Sigma S = 0.$$

ამრიგად, სამცილინდრიან ძრავაში გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები და აგრეთვე შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

აღსანიშნავია, რომ განხილული ძალები ქმნიან მომენტებს და ტვირთავენ მუხლა ლილვს.

პირველი რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი ნებისმიერი AA ღერძის მიმართ (ნახ. 83) იქნება

$$\begin{aligned} \Sigma M_{x_1} &= mr\omega^2 [c \cos \alpha + (c+a) \cos(\alpha + 120^\circ) + (c+2a) \cos(\alpha + 240^\circ)] = \\ &= mr\omega^2 \left\{ c \cos \alpha + (c+a) \left(-\frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) + \right. \\ &\quad \left. + (c+2a) \left(-\frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) \right\} = \\ &= mr\omega^2 (-1,5 a \cos \alpha + a 0,865 \sin \alpha). \end{aligned}$$

ამ გამოსახულების შემოწმება მაქსიმუმზე გვაძლევს

$$\frac{dM_{x_1}}{dx} mr\omega^2 a (1,5 \sin \alpha + 0,866 \cos \alpha) = 0$$

ან

$$\operatorname{tg} \alpha = -0,578, \quad \alpha = 330^\circ.$$

თუ α სიდიდეს შევიტანთ ΣM_{x_1} გამოსახულებაში, მივიღებთ

$$\Sigma M_{x_1, \max} = 1,732 mr\omega^2 a. \quad (192)$$

ანალოგიურად შეიძლება დავწეროთ მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი იმავე AA ღერძის მიმართ: გვექნება

$$\begin{aligned} \Sigma M_{x_2} &= mr\omega^2 \lambda [c \cos 2\alpha + (c+a) \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \\ &\quad + (c+2a) \cos 2(\alpha + 240^\circ)] \end{aligned}$$

და

$$\Sigma M_{x_2, \max} = 1,732 mr\omega^2 \lambda a. \quad (193)$$

AA ღერძის მიმართ ცენტრიდანული ინერციის S ძალების მომენტების ჯამი გამოისახება ტოლობებით

$$\Sigma M_x = mr\omega^2 [c \cos \alpha + (c+a) \cos(\alpha + 120^\circ) + (c+2a) \cos(\alpha + 240^\circ)] \quad (194)$$

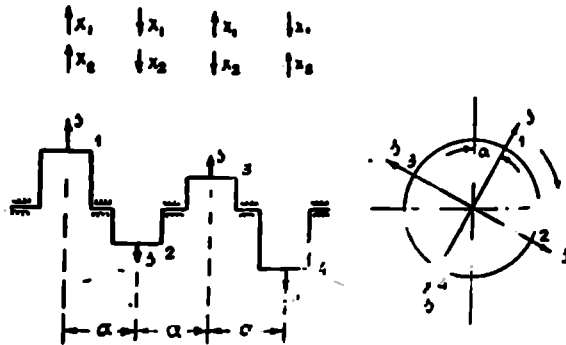
და

$$\Sigma M_{x, \max} = 1,732 mr\omega^2 a.$$

არ იწვევენ ძრავას ნაღრევეს. მაგრამ ისინი ქმნიან მუხლა ლილვის და-
მატებით დატვირთვას.

მუხლა ლილვის გ.ნტვირთვის მიზნით, ისეთ შემთხვევაში. რო-
დესაც ცენტრიდანული ძალის სიდიდე მნიშვნელოვანია, ოთხტაქტიანი,
ოთხცილინდრიანი ძრავას მუხლა ლილვზე აკეთებენ საპირწო-
ნის.

ორტაქტიანი ძრავა (ნახ.110). ორტაქტიანი, ოთხცილინდრიანი
ძრავა. მუხლა ლილვის მეხლებს შორის კუთხე 90° -ია. ასეთი კუთხის
დებით შესაძლებელია შევადგინოთ ლილვის მოხაზულობის რამდე-
ზივე ვარიანტი. აქ განვიხილავთ მხოლოდ ერთ, ყველაზე მეტად გავრ-
კლებულ ვარიანტს.



ნახ. 110. ორტაქტიანი, ოთხცილინდრიანი ძრავის სქემა.

სქემაზე ნაჩვენებია ინერციის ძალების განლაგება ლილვის ერთ-
ერთი მდგომარეობისათვის.

პირველი რიგის ინერციის ძალის სიდიდეებია:
პირველი ცილინდრისათვის

$$X_1 = mr\omega^2 \cos \alpha;$$

მეორე ცილინდრისათვის

$$X_1 = mr\omega^2 \cos (\alpha + 90^\circ) = -mr\omega^2 \sin \alpha;$$

შესაშე ცილინდრისათვის

$$X_1 = mr\omega^2 \cos (\alpha + 270^\circ) = mr\omega^2 \sin \alpha;$$

პეოთხე ცილინდრისათვის

$$X_1 = mr\omega^2 \cos (\alpha + 180^\circ) = -mr\omega^2 \cos \alpha.$$

ამ ძალების ჯამი

$$\Sigma X_1 = mr\omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 90^\circ) + \cos(\alpha + 270^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = \\ = mr\omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha + \sin \alpha - \cos \alpha) = 0.$$

როგორც ჩანს, პირველი რიგის ინერციის ძალები ურთიერთ-შეწონასწორდნენ.

ამ ძალებით შექმნილი ჯამური მომენტი რომელიმე ნებისმიერ ღერძის მიმართ, მაგალითად, მეოთხე ცილინდრის ღერძისადმი იქნება:

$$M_{x_1} = mr\omega^2 \cos \alpha \cdot 3a - mr\omega^2 \sin \alpha \cdot 2a + mr\omega^2 \sin \alpha \cdot a = \\ = mr\omega^2 a (3\cos \alpha - 2\sin \alpha + \sin \alpha) = mr\omega^2 a (3\cos \alpha - \sin \alpha).$$

მიღებული გამოსახულების მაქსიმუმზე გამოკვლევა მოგვცემს

$$\frac{dM_{x_1}}{d\alpha} = mr\omega^2 a (-3\sin \alpha - \cos \alpha) = 0$$

ან

$$-3\sin \alpha - \cos \alpha = 0,$$

საიდანაც

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{1}{3} \text{ და } \alpha = 341^\circ.$$

ა სიდიდის შეტანით M_{x_1} მომენტის გამოსახულებაში მივიღებთ

$$M_{x_1 \max} = 3,162 mr\omega^2 a. \quad (195)$$

მეორე რიგის ინერციის ძალები ცალკეულ ცილინდრებისათვის გამოისახება ტოლობებით:

პირველი ცილინდრისათვის

$$X_2 = mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

მეორე ცილინდრისათვის

$$X_2 = mr\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 90^\circ) = -mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

მესამე ცილინდრისათვის

$$X_2 = mr\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 270^\circ) = -mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

მეოთხე ცილინდრისათვის

$$X_2 = mr\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 180^\circ) = mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

ამ ძალების ჯამი

$$\Sigma X_2 = m r \omega^2 \gamma (\cos 2\alpha - \cos 2\alpha \cdot \cos 2\alpha + \cos 2\alpha) = 0.$$

მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტების ჯამიც პოგეცემს ნულს. აართობაც, თუ დაწვერთ მომენტების ჯამს რომელი-მად, იმავე მეოთხე ცილინდრის ღერძისად-

ობი

$$\begin{aligned} X_2 &= m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \cdot 3a - m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \cdot 2a - m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \cdot a = \\ &= m r \omega^2 \lambda a (3 \cos 2\alpha - 2 \cos 2\alpha - \cos 2\alpha) = 0. \end{aligned}$$

ამრიგად, ასეთ ძრავაში მეორე რიგის ინერციის ძალები და ან ძალებით შექმნილი მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებენ.

სქემიდან ადვილად შეგვიძლია დავრწმუნდეთ, რომ ცენტრიდანული S ძალებიც წონასწორდება და, მაშასადამე,

$$\Sigma S = 0.$$

ცენტრიდანული ინერციის ძალები ქმნის თავისუფალ მომენტს რომლის მაქსიმალური ღირებულება

$$M_{\max} = 3,16 \pi r \omega^2 a.$$

ზემოაღნიშნულიდან დავასკვნებ, რომ ამ ტიპის ოთხცილინდრიან ძრავაში გადატანით მოძრაობა მყოფი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალები და აგრეთვე შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

წონასწორდება აგრეთვე მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი ჯამური M_{x_2} მომენტიც. რაც შეეხება M_{x_1} და M_y მომენტებს, ისინი თავისუფალი რჩებიან და იწვევენ როგორც ძრავას ვიბრაციას, ისე მუხლა ლილვის დატვირთვას.

M_y მომენტი სავსებით შეიძლება შევანსწოროთ მუხლა ლილვზე საპირწონეების მოწყობით, M_{x_1} მომენტის შეწონასწორება კი მოითხოვს კონსტრუქციის მნიშვნელოვან გართულებას და დამატებით მბრუნავ ლილვზე საპირწონეების მოწყობას.

შეწონასწორების ასეთი ხერხი განხორციელებული იყო ორტაქტიან ოთხცილინდრიან ЯАЗ-204 ძრავაში.

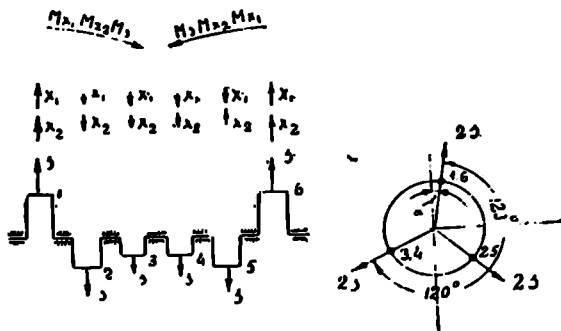
აღნიშნული სქემის მიხედვით შეწონასწორება ერთცილინდრიან ძრავას პირველი რიგის ინერციის ძალის სრული შეწონასწორების ანალოგიურია

ექვსცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორება

ოთხტაქტიანი ძრავა (ნახ. 111). ექვსცილინდრიანი, ოთხტაქტიანი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 120° -ს შეადგენს.

ასეთი ძრავა შეიძლება განვიხილოთ როგორც ერთმანეთთან შეერთებული ორი სამცილინდრიანი ძრავა. თუ გავიხსენებთ სამცილინდრიანი ძრავას მონაცემებს, დავრწმუნდებით, რომ აქაც

$$\Sigma X_1 = 0; \quad \Sigma X_2 = 0 \quad \text{და} \quad \Sigma S = 0.$$



ნახ. 111. ოთხტაქტიანი ექვსცილინდრიანი ძრავას სქემა.

როგორც სქემიდან ჩანს, პირველი სამი ცილინდრით შექმნილი მომენტები მუდამ უდრის და საწინააღმდეგოდაა მიმართული იმ მომენტებთან შედარებით, რომლებსაც ქმნის დანარჩენი სამი ცილინდრი. ამის გამო განსახილველი ძრავასათვის გვექნება

$$M_{x_1} = 0; \quad M_{x_2} = 0 \quad \text{და} \quad M_s = 0.$$

როგორც ჩანს, ასეთ ძრავაში მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებს და, მაშასადამე, არ იწვევს ძრავას ვიბრაციას. ხსენებული მომენტები ქმნის განსაზღვრულ დატვირთვის მუხლა ლილვზე.

ზოგიერთ შემთხვევაში, მუხლა ლილვის ვანტვირთვის მიზნით, ლილვზე აწყობენ საპირწონეებს და ამით სპობენ M_s მომენტით შექმნილ დატვირთვისას.

ზემოთქმულიდან ცხადია, რომ ასეთი ძრავა, შეწონასწორების თვალსაზრისით, საუკეთესო შედეგს იძლევა.

ორტაქტიანი ძრავა (ნახ. 112). ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 60° -ს შეადგენს.

60° კუთხისათვის შეიძლება შევადგინოთ მუხლა ლილვის რამდე-

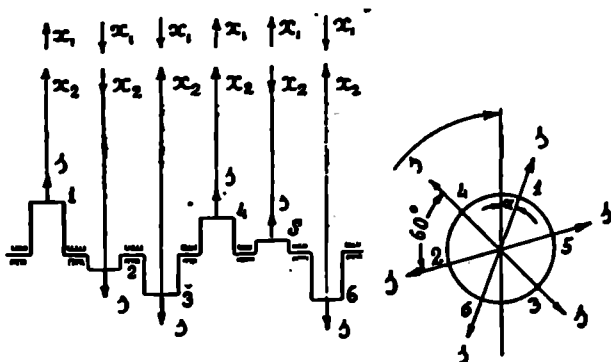
ნიმე სქემა; განვიხილოთ 112-ე ნახაზზე მოყვანილი ყველაზე მეტად გავრცელებული სქემა.

გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების პირველი რიგის ინერციის ძალების ჯამი მოგვეცემს

$$\sum X_1 = m r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 300^\circ) + \cos(\alpha + 60^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0.$$

ასევე, მეორე რიგის ინერციის ძალების ჯამი იქნება:

$$\sum X_2 = m r \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 300^\circ) + \cos 2(\alpha + 60^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] = 0.$$



ნახ. 112. ორტაქტიანი, ექსცილინდრული ძრავის სქემა.

გარდა ამისა, სქემიდან ჩანს, რომ

$$\sum S = 0.$$

ამრიგად, განსახილველ ძრავაში X_1 , X_2 და S ძალები შესაბამისად ერთმანეთს აწონასწორებენ.

წონასწორდება აგრეთვე მეორე რიგის ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტების ჯამი. რაც შეეხება პირველი რიგის და ცენტრიდანული ინერციის ძალებით შექმნილ მომენტებს, ისინი თავისუფალი რჩებიან.

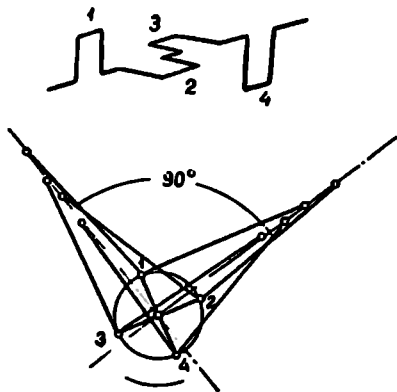
ამ მომენტების შეწონასწორების მიზნით ორტაქტიან ძრავებში იყენებენ მუხლა ლილვზე და დამატებით მბრუნავ ლილვებზე მოწყობილ საპირწონეებს.

V-მაგვარი რეაქტილინდრიანი ძრავას
შეწონასწორება

განსახილველი ძრავას სქემა მოცემულია 113-ე ნახაზს. აქ ცილინდრები ორ რიგადაა განლაგებული და მათს ღერძებს შორის კუთხე 90° -ს უდრის. ორი მოპირდაპირე ცილინდრის ბარბაცები მუშაობენ

მუხლა ლილვის ერთ ყელზე.

ასეთი ძრავას მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე 90° -ს უდრის.



V-მაგვარი რეაქტილინდრიანი ძრავა შეიძლება განვიხილოთ როგორც ოთხი ორცილინდრიანი ძრავა. თუ დავაკვირდებით 88-ე ნახაზზე მოცემულ სქემას და გავიხსენებთ ორცილინდრიანი ძრავას შეწონასწორების პირობებს, იმ დასკვნამდე მივალთ.

ნახ. 113. V-მაგვარი რეაქტილინდრიანი ძრავას სქემა.

რომ განსახილველ ძრავაში მუხლა ლილვზე საპირწონეების დაყენების შემდეგ ინერციის ძალები და მათ მიერ შექმნილი მომენტების ჯამი ნულის ტოლია, ე. ი.

$$\sum X_1 = 0; \quad \sum X_2 = 0; \quad \sum S = 0.$$

$$M_{x_1} = 0; \quad M_{x_2} = 0; \quad \text{და} \quad M_z = 0.$$

ძრავას სხვა შესაძლო სქემებს აქ არ განვიხილავთ, რადგანაც მათი ანალიზი, ასეთების დაყოფის შემდეგ უკვე განხილულ ვარიანტებად, არ წარმოადგენს არაუითარ სიძნელეს.

მ რ უ დ მ ხ ა რ ა მ ე ქ ა ნ ი ზ მ ი ს ნ ა წ ი ლ ე ბ ი ს წ ო ნ ი თ ი
შ ე რ ჩ ე ვ ა დ ა ბ ა ლ ა ნ ს ი რ ე ბ ა

ძრავას შეწონასწორების საკითხების თეორიული განხილვის დროს დაშვებული გვექონდა იდეალური პირობა და ვთვლიდით, რომ დაშვებული ცილინდრებისათვის მიკუთვნილი მოძრავი მასებია. მ რ უ დ

მხარას რადიუსი, ბარბაცას სიგრძე და მუხლების გადახრის კუთხე ზუსტად ერთნაირია. გარდა ამისა, მუხლა ლილევი განვიხილეთ, როგორც აბსოლუტურად ხისტი.

სინამდვილეში ტექნოლოგიური მიზეზების გამო მუდამ არსებობს განსაზღვრული სხვაობა ნაწილების მასასა და ზომებში; ამასთანავე, ნაწილების დეფორმაციის გამო ეს ზომები კიდევ იცვლება ძრავას მუშაობის დრო.

რაც უფრო მეტი იქნება გადახრა ნორმალური ზომებიდან და სხვაობა მოძრავ მასებს შორის, მით უფრო ცუდი იქნება ძრავას შეწონასწორება.

ძრავას უკეთესი შეწონასწორების მიზნით მისი აწყობის წინ ცალკეული ცილინდრებისათვის ახდენენ გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების წონით შერჩევას, ხოლო მბრუნავი ნაწილების სტატიკურ და დინამიკურ ბალანსირებას.

მონტაჟის გაადვილებისა და აგრეთვე დამზადების დროს წუნის შემცირების მიზნით დგუშები და ბარბაცები იყოფა ჭკუფებად.

§ 4. ძრავას მანქანარას ინჰინდიის მომენტის განსაზღვრა

საავტოტრაქტორო ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს მქნევარას და მისი მასის ინერციის მომენტის სიდიდეს.

მქნევარა აუცილებელია ძრავას მუხლა ლილვის თანაბარი ბრუნვისათვის; ამასთანავე, მქნევარა ეხმარება ძრავას დროებითი წინაღობების გადალახვაში და აადვილებს მანქანის ადგილიდან დაძვრას.

თუ წარმოვიდგენთ ერთცილინდრიან ძრავას და დაუშვებთ, რომ თითქოს მისი მოძრავი ნაწილები უწონოა, მაშინ დაურწმუნდებით, რომ ასეთ შემთხვევაში არ იარსებებს ენერგიის წყარო დამხმარე ტაქტების (შეწოვა, კუმშვა, განდევნა) შესასრულებლად და ასეთი ძრავას მუშაობა შეუძლებელი იქნება.

სინამდვილეში რეალური ძრავას მოძრავ ნაწილებს მასა აქვს და მათთვის აჩქარების მისანიჭებლად განსაზღვრული რაოდენობის ენერგია დაიხარჯება. ეს ენერგია სრულადვე დაბრუნდება უკან მაშინ, როდესაც მოძრავი ნაწილები შენელებულ მოძრაობაზე გადავა.

ამრიგად, ძრავას მოძრავი მასები შეიძლება განვიხილოთ როგორც ენერგიის აკუმულატორი, რომელაც აჩქარების დროს აგროვებს ძრავასაგან მიღებულ ენერგიას და ხარჯავს მას მაშინ, როდესაც იწყება შენელებული მოძრაობა.

ადილი წარმოსადგენია, რომ ძრავას მოძრავი მასები ხელს უწყობს ძრავას მუხლა ლილვის ბრუნვის სითანაბრეს.

გარდა ამისა, ექსპლოატაციის პირობებში ძრავას მბრუნავი მასე-ბით დაგროვილი ენერგია მანქანის (ტრაქტორის ან ავტომობილის) ადგილიდან დაძვრის გასაადვილებლად და დროებითი, გადიდებული წინაღობის დასაძლევადაც შეიძლება გამოვიყენოთ.

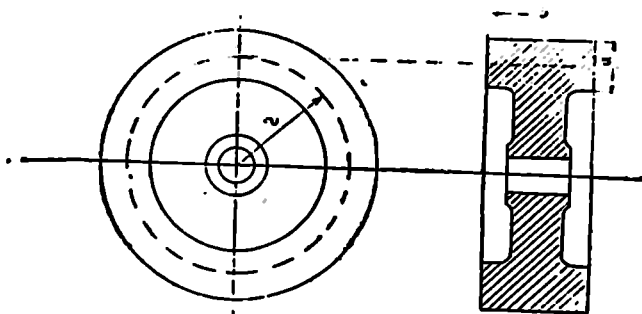
მაგრამ მოძრავი ნაწილების მასები საკმარისი არაა ძრავას ნორ-მალური მუშაობისათვის, რის გამოც საჭიროა მუხლა ლილვზე დამა-ტებითი მასის — მქნევარას დამაგრება.

მქნევარით შექმნილი ეფექტი მისი მასის ინერციის მომენტის სიდიდით განისაზღვრება, რაც, თავის მხრივ, დამოკიდებულია მის დიამეტრზე, და რა თქმა უნდა მასის სიდიდეზე.

თუ მქნევარას მასაა m , ხოლო ბრუნვის რადიუსი r , მაშინ მქნევა-რას ინერციის მომენტი

$$\Theta_m = mr^2 \text{ კგმ}^2. \quad (196)$$

ხშირად მქნევარას საანგარიშო მასად მისი ფერსოს მასას ლებუ-ლობენ. მქნევარას რადიუსად კი ფერსოს რადიუსს (ნახ.114).



ნახ. 114. მქნევარას სქემა.

ინერციის მომენტის გამოსახულებიდან გამომდინარეობს, რომ მასის შემცირების მიზნით ხელსაყრელია შევარჩიოთ მქნევარას რაც შეიძლება უფრო დიდი რადიუსი. მაგრამ ეს ზომა შეზღუდულია ძრავას გაბარიტებით და არსებული კონსტრუქციებისათვის შერყეობს-ზღვრებში:

სატრაქტორო ძრავებისათვის $r = 175 \cdot 250$ მმ,
 საავტომობილო ძრავებისათვის $r = 150 \cdot 250$ მმ.

ინერციის მომენტის შექმნაში მქნევარასთან ერთად მონაწილეობს ძრავას სხვა მოძრავი ნაწილების მასები. თუ მუხლა ლილვზე დაჯვანოლ ძრავას ყველა მოძრავი ნაწილის მასის ინერციის მომენტი იქნება Θ , მაშინ მქნევარას მასის ინერციის მომენტისათვის შეიძლება მივიღოთ: $\Theta_m = (0,85 \div 0,90) \Theta$. სიმარტივისათვის ხშირად ღებულობენ $\Theta_m \approx \Theta$. ადვილი წარმოსადგენია, რომ მქნევარას გაანგარიშება მისი ინერციის მომენტის გამოთვლაში გამოისახება. მართლაც, თუ გვეცოდინება ინერციის მომენტი და შევარჩევთ მქნევარას რადიუსს, მაშინ ადვილად გამოვთვლით მის მასას, რაც მქნევარას დასამზადებლად განკუთვნილი მასალის სიმკვრივის γ შესაბამისად დაპროექტებისათვის საჭირო ზომების დაწესების შესაძლებლობას მოგვცემს.

მქნევარას სქემის მიხედვით (ნახ. 89) შეიძლება დავწეროთ:

$$2\pi r a b \gamma = m, \quad (197)$$

საიდანაც a ზომის შერჩევის შემდეგ შეიძლება გამოვთვალოთ მქნევარას სიგანე b .

მქნევარას ინერციის მომენტის შესათასებლად, ჩვეულებრივ, იღებენ მისი კინეტიკური ენერჯიის შეფარდებას ძრავას მიერ ერთ წამში შესრულებულ მუშაობასთან

$$\mu = \frac{E}{N_e \cdot 1000}$$

მქნევარას კინეტიკური ენერჯია იქნება.

$$E = \frac{\Theta_m \omega^2}{2} \cdot \gamma \cdot$$

ასევე. თუ ძრავას სიმძლავრეა N_e კვტ, მაშინ ძრავას მიერ ერთ წამში შესრულებული მუშაობა იქნება $N_e \cdot 1000$, რადგანაც 1 კვტ უდრის 1000 ვტ, ხოლო ვატი არის ჯოული წამში.

ამგვარად. გვექნება:

$$\mu = \frac{\Theta_m \omega^2}{2000 N_e}$$

ეს

$$\Theta_m = \frac{2000 N_e \mu}{\omega^2} \quad (198)$$

თანამედროვე ძრავებისათვის კოეფიციენტი μ აიღება 0,5-1,1 ზღვრებში.

ამრიგად, მქნევარას ზომების დასადგენად, უპირველეს ყოვლისა, მსგავსი ძრავების მიხედვით უნდა შევირჩიოთ კოეფიციენტი μ და გამოვიანგარიშოთ Θ_{μ} , რის შემდეგ (196) და (197) ტოლობების მიხედვით გამოვთვალოთ ჩვენთვის საჭირო კონსტრუქციული ზომები; აქ ნაჩვენები იყო მქნევარას ინერციის მომენტის განსაზღვრის უმარტივესი ხერხი; რეალურ პირობებში კი საჭიროა სხვა დამატებით გარემოებათა გათვალისწინება.

დიდი მნიშვნელობა აქვს იმას, თუ რა დანიშნულებისაა ძრავა. ტრაქტორისა და ავტომობილის ძრავებს ამ მხრივ სხვადასხვა პირობებში უხდებათ მუშაობა.

სატრაქტორო ძრავა მეტწილად მუშაობს დატვირთვით, რომელიც უახლოვდება მაქსიმალურს; საავტომობილო ძრავა კი უფრო ხშირად მუშაობს ნაწილობრივი დატვირთვით და ბრუნთა რიცხვის მნიშვნელოვანი ცვალებადობით.

ტრაქტორის ადგილიდან დაძვრა ზოგჯერ მაღალ გადაცემაზე და რული დატვირთვით ხდება, რადგანაც ტრაქტორებში თანდათანობითი გადასვლა დაბალი გადაცემიდან მაღალზე (გაქანება) მეტწილად ძეუძლებელია. ავტომობილის ადგილიდან დაძვრა კი მუდამ წარმოებს. დაბალ გადაცემაზე, რომელიც ავტომობილის გაქანების პროცესში თანდათანობით იცვლება მაღალი გადაცემებით.

ძრავას ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად მქნევარას გაანგარიშების დროს ამ თავისებურებებს დიდი ყურადღება უნდა მიექცეს.

ძრავას ძირითადი ნაწილები და მათი

განაგარჩევა

დგუშიანი შიგაწვის ძრავას ძირითადი ნაწილებია ბარბაცა-მრუდ-მხარა მექანიზმში შემავალი ნაწილები: ცილინდრი, დგუში, დგუშის რგოლები, დგუშის თითი, ბარბაცა და მუხლა ლილვი. ამ ნაწილებთან ერთად ჩვეულებრივად იხილავენ ძრავას ტანსაც, რომელშიც თავმოყრილია ძრავას ყველა მექანიზმი.

ძრავას ნაწილებზე შეიძლება მოქმედებდეს აიროს წნევითა და ინერციის ძალებით შექმნილი დატვირთვა, ტემპერატურული დატვირთვა და გრეხითი რხევებით შექმნილი დატვირთვა.

ნაწილების განაგარიშების დროს უნდა დავადგინოთ მექანიზმის საანგარიშო მდგომარეობა, რომლის დროსაც ძაბვები უდიდეს მნიშვნელობას ღებულობს.

ძრავას ნაწილებში შექმნილი ნამდვილი ძაბვის სიდიდის გამოკვევა განაგარიშების წესით მეტად ძნელია, რადგანაც ნაწილების რთული ფორმის, მათი შემავარების სხვადასხვა წესისა და მოქმედი ძალების ცვალებადობის გამო ძნელი ხდება ამოცანის დაყვანა მასალათა გამძლეობის ან მანქანათა ნაწილების კურსში განხილულ რომელიმე კლასიკურ ამოცანამდე. განაგარიშებას ისიც ართულებს, რომ ძნელია საანგარიშო ნაწილის ტემპერატურული პირობების, ღრეჩობების, დამზადების ტექნოლოგიის, შეზეთვისა და სხვა პირობების გავლენის ზუსტი აღრიცხვა.

განხილული მიზეზების გამო ხელსაყრელი ხდება ძაბვების შერჩევისა და შეფასების დროს დავეყრდნოთ იმ მონაცემებს, რომლებიც ახასიათებს უკვე არსებულ და დადებითად შეფასებულ მსგავსი კონსტრუქციის ძრავებს.

ძრავას ნაწილების განაგარიშების დროს ზოგჯერ მიზანშეწონილია ისეთი ემპირიული ფორმულების გამოყენება, რომლებიც მდიდარ სტატისტიკურ მასალას ემყარება.

მოძრაობის დიდი სიჩქარე, მაღალი ტემპერატურა და დიდი წნევა, რითაც ხასიათდება დგუშის მუშაობა, მეტად მაღალ მოთხოვნებს უყენებს მის კონსტრუქციას, მასალის შერჩევასა და დამზადების ხერხს.

დგუშზე მოქმედებს დიდი დატვირთვა, რომელიც შექმნილია აირის წნევითა და ინერციის ძალებით.

ძრავას ტიპის მიხედვით აირის მაქსიმალურმა წნევამ ცილინდრში შეიძლება მიახლოებით 10 მნ/მ² (100 კგ/სმ²) სიდიდეს მიაღწიოს, რაც დიდი ცილინდრის მქონე ძრავას დგუშზე მეტად დიდ დატვირთვას წარმოქმნის.

დგუშის დიდი სიჩქარე, რომლითაც ხასიათდება თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავები, ქმნის დიდ აჩქარებებს და. მაშასადამე, დიდ ინერციის ძალებს, რომლებიც აგრეთვე მნიშვნელოვნად ტვირთავენ დგუშს.

როგორც ინერციის ძალები, ისე აირის წნევაც მკვეთრად იცვლან თავის სიდიდეს, რის გამოც მათ მიერ შექმნილი დატვირთვები ღარტყმითი ხასიათისაა. ეს გარემოება მეტად ამძიმებს დგუშის მუშაობის პირობებს. მძიმეა აგრეთვე დგუშის მუშაობის პირობები სითბურ დატვირთვების თვალსაზრისითაც. დგუში უშუალო შეხებაშია ცხელ აირებთან, რომელთა საშუალო ტემპერატურა ძრავას სრული დატვირთვით მუშაობის დროს 650—1100° ზღვრებში იცვლება. აირის ასეთი მაღალი ტემპერატურის გამო სითბო ინტენსიურად გადაეცემა დგუშს. აირისაგან მიღებულ სითბოს გარდა, დგუში იღებს იმ სითბოსაც, რომელიც გამოიყოფა ცილინდრთან მისი ხახუნის შედეგად.

დგუშის გაანგარიშება

დგუშის კონსტრუქციის ანალიზი გვიჩვენებს, თუ რამდენად რთულია და ზოგ შემთხვევაში ერთმანეთის საწინააღმდეგო, დგუშისადმი წაყენებული მოთხოვნები. მაგალითად, ერთი მხრივ, დგუშს უნდა ჰქონდეს დიდი სიმტკიცე და სითბოს გადაცემის უნარი, მეორე მხრივ, კი ის უნდა იყოს რაც შეიძლება მსუბუქი. ამას თუ დაეუმატებთ საწარმოო ხასიათის მოთხოვნებს, ნათელი გახდება დგუშის გაანგარიშების, დაპროექტებისა და დამზადების სიძნელეები. ხანდახან ხდება ისე, რომ შინაგანი და ტემპერატურული ძაბვების გავლენით, თითქოს სწორად გაანგარიშებული დგუში ან იმსხვრევა, ანდა განიცდის დეფორმაციას და ამით არღვევს ძრავას წესიერ მუშაობას; ამიტომ გაანგარიშება ამართლებს თავის დანიშნულებას მხოლოდ დეტალის 284

სწორი კონსტრუქციული ფორმების შერჩევისა და სათანადოდ დამზადების პირობებში.

ძრავას დაპროექტების დროს ფართოდ იყენებენ იმ ძრავების სტატისტიკურ მონაცემებს, რომლებმაც კარგად იმუშავეს საექსპლოატაციო პირობებში და გამოამყვანეს კარგი თვისებები.

ასეთი მონაცემების საფუძველზე აწესებენ დგუშის სხვადასხვა ელემენტის ზომებს და კონსტრუქციულ გაფორმებასთან ერთად ახევენ შესაბამისებელ გაანგარიშებებს.

თუჯისა და ალუმინის შენადნობებისაგან დამზადებული დგუშის ძირის სისქე მის ყველაზე უფრო სუსტ ადგილას აიღება:

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის $\delta = (0,030 \text{--} 0,075) D$;

დიზელის ძრავებისათვის $\delta = (0,1 \text{--} 0,2) D$.

ამ მონაცემებში D არის ცილინდრის დიამეტრი.

დგუშის ძირის სისქის შერჩევის დროს ითვალისწინებენ წიბოების არსებობას; იმ შემთხვევაში, როცა ძირს წიბოები აქვს, მისი სისქე უახლოვდება ქვედა ზღვარს; წინააღმდეგ შემთხვევაში, სისქეს შეარჩევენ ზედა ზღვრის მიხედვით.

დგუშის ძირი მოწმდება სიმტკიცეზე (ნახ. 115), როგორც მრგვალი ფილა მასზე თანაბრად განაწილებული p_z დატვირთვით. ასეთი გაანგარიშების დროს გულისხმობენ, რომ თითქოს ფილა თავისუფლად დაყრდნობილი რგოლისებრ საყრდენზე.

სახიფათო კვეთში, რომელიც განლაგებულია წრის დიამეტრზე, მოქმედებს აირების წნევითა და საყრდენების რეაქციით შექმნილი მომენტები.

სახიფათო კვეთში მოქმედი მლუნავი მომენტი

$$M_b = -\frac{1}{3} r_i^2 p_z. \quad (199)$$

ბრტყელი ძირისათვის, რომლის სისქეა δ , კვეთის წინალობის მომენტი

$$W = \frac{d_i \delta^3}{6} = \frac{1}{3} r_i \delta^3.$$

ძაბვა დგუშის ძირში განისაზღვრება ფარდობით

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = p_z \frac{r_i^2}{\delta^2}. \quad (200)$$

მიერ სითბოს საკმარისად კარგი გადაცემის პირობა და რომ სისქე, რომელიც უზრუნველყოფს ძირის ნორმალურ თბურ მდგომარეობას, ჩვეულებრივ, აკმაყოფილებს სიმტკიცის პირობასაც.

დგუშის შესამჭიდროებელი ნაწილის კედლის სისქემ უნდა უზრუნველყოს სითბოს კარგი მოცილება დგუშის ძირიდან.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის იღებენ (ნახ.115)

$$e = 2 a + (0,3-1,9) \text{ მმ},$$

სადაც a არის დგუშის რგოლის რადიალური სისქე, მმ.

ღიზელის ძრავებისათვის e სიდიდე დგუშის მასალისა და კონსტრუქციული ფორმების მიხედვით იცვლება დიდ ზღვრებში.

დგუშის $X-X$ კვეთს (ნახ. 90) ამოწმებენ კუმშვაზე; კუმშვის დაბვა

$$\sigma_z = \frac{P_z}{F}. \quad (202)$$

სადაც P_z არის ფეთქვის დროს აირის წნევით შექმნილი ძალა;

$F-X-X$ კვეთის ფართობი.

$X-X$ კვეთის ფართობის გაანგარიშების დროს უნდა გავითვალისწინოთ საზეთე ხერელების არსებობა.

შეიძლება მივიღოთ საშუალოდ:

ალუმინის დგუშისათვის $\sigma_z = 20 \text{ მმ}^2$;

თუჯის დგუშისათვის $\sigma_z = 30 \text{ მმ}^2$.

გარდა ამისა, დგუშის თავს ამოწმებენ მოგლეჯაზე ინერციის ძალებით. სახიფათო კვეთი ამ შემთხვევაში იქნება იგივე $X-X$ კვეთი. დაბვა გამოითვლება ტოლობით

$$\sigma_z = \frac{X_{\max}^1}{F}. \quad (203)$$

სანგარიშო ძალა $X_{\max}^1 = m_1 r \omega_{\max}^2 (1 + \lambda)$.

სადაც m_1 არის $X-X$ კვეთის ზემოთ მოქცეული დგუშის ნაწილის მასა;

r მრუდმხარას რადიუსი;

ω_{\max} მუხლა ლილვის მაქსიმალური კუთხური სიჩქარე;

λ მრუდმხარას რადიუსის შეფარდება ბარბაცას სიგრძესთან.

როგორც საშუალო მნიშვნელობა შეიძლება მივიღოთ:

$$\sigma_z = 4-10 \text{ მმ}^2.$$

დგუშის ზოგიერთი ზომა მის D დიამეტრზე დამოკიდებულებით შეიძლება შევარჩიოთ მე-3 ცხრილიდან.

ცხრილი 3

დგუშის ძირითადი ზომები მის დიამეტრზე დამოკიდებულებით

ძრავას ტიპი	დგუშის სიგრძე, H	მოსახუნე ნაწილის სიგრძე, L	მანძილი დგუშის ძირიდან თითის ღერძამდე, h
1. სატვირთო ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავები	$(1,1 \div 1,4) D$	$(0,8 \div 0,96) D$	$(0,55 \div 0,80) D$
2. მსუბუქი ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავები	$(1 \div 1,1) D$	$(0,7 \div 0,8) D$	$(0,45 \div 0,62) D$
3. დიზელის ძრავები	$(1,25 \div 1,7) D$	$(0,8 \div 1,45) D$	$(0,57 \div 1,1) D$

დგუშის მოსახუნე ზედაპირის სიგრძე მოწმდება იმ კუთრი წნევის (q) მიხედვით, რომელიც შეიქმნა ამ ზედაპირზე ნორმალური ძალის მოქმედებით, ე. ი.

$$q = \frac{N_{max}}{LD} \quad (204)$$

დგუშისა და ცილინდრის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა, რომ კუთრი დაწნევის q სიდიდე საშუალოდ იყოს $0,25$ მნ/მ² და არ აღემატებოდეს $0,45$ მნ/მ²-ს.

ნორმალური N ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა აიღება მისთვის აგებული დიაგრამიდან ან მიახლოებით გამოიანგარიშება ტოლობიდან

$$N_{max} = (0,08 \div 0,12) P_1$$

მანძილი დგუშის სათითო ნამატებს შორის l_2 (ნახ. 115) აიღება ბარბაცას ზედა თავის სიგრძეზე $2 \div 4$ მმ-ით მეტი. მისი სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია თითის შემაგრების ხერხზე.

დგუშის თითის დიამეტრის (d_m) მიხედვით l_2 -ს იღებენ:

მცურავი თითისათვის $(1,0 \div 1,3) d_m$;

დგუშში გამაგრებული თითისათვის $(1,5 \div 1,75) d_m$;

ბარბაცას თავში გამაგრებული თითისათვის $(0,9 \div 1,0) d_m$.

სათითე ნამატი საჭიროა შევამოწმოთ კრის ძაბვაზე; სახიფათო

იქნება კვეთი $n-n$, რომელიც დატვირთულია $0,5 P_1$ ძალით. კრის ძაბვა სახიფათო კვეთში

$$\sigma_1 = \frac{0,5 P_1}{F} \quad (205)$$

სადაც $P_1 = \frac{D^2}{4} p_1$ არის აირის წნევით შექმნილი ძალა:

$F = (n-n)$ კვეთის ფართობი.

თუჯისათვის იღებენ $\sigma_1 = 40-45$ მნ/მ²;

ალუმინის შენადნობისათვის $\sigma_1 = 25-40$ მნ/მ².

ნამატის დიამეტრი, ჩვეულებრივ, ცვალებადობს ზღვრებში

$$d_1 = (1,3 \div 2,6) d_2$$

კრაზე შემოწმების შემდეგ ახდენენ ნამატის საყრდენი ზედაპირის შემოწმებას. თუ თითი გამაგრებულია ნამატებში, მაშინ ამოწმებენ ზედაპირის თელვას, წინააღმდეგ შემთხვევაში კი ზეთის გამოჰყვლეტის შესაძლებლობას.

ნამატის საყრდენ ზედაპირზე კუთრი წნევა

$$q_1 = \frac{P_1}{2d_2 l_1} \quad (206)$$

კუთრი წნევის დასაშვებ q_1 სიდიდელ შეიქლება მივიღოთ:

1) მსუბუქი ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავისათვის $q_1 = (11-35)$ მნ/მ²;

2) სატვირთო ავტომობილებისათვის განკუთვნილი კარბურატორიანი ძრავებისათვის $q_1 = (14-24)$ მნ/მ²;

3) დიზელის ძრავებისათვის $q_1 = (15-28)$ მნ/მ².

მეტად ხელსაყრელი იქნებოდა თითის განლაგება დგუშის მოხაზუნე ნაწილის შუაში, მაგრამ, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, ეს პირობა ხშირად ვერ სრულდება. თითის მდებარეობის დასახასიათებლად

უმჯობესია ავიღოთ ფარდობა $\frac{h}{h_1}$ (ნახ. 115). რომელიც თანამდროვე

კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეადგენს $1,2-1,3$, დიზელებისათვის კი $0,95-1,9$.

ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის და დგუშის გაქვეყვის თავიდან ასაცილებლად საჭიროა დგუშსა და ცილინდრს შორის არსებობდეს განსაზღვრული სიდიდის ტემპერატურული ღრეჩო.

ღრეჩოს აუცილებლობა გამოწვეულია იმით, რომ ძრავას მუშაობის დროს დგუში და ცილინდრები სხვადასხვა ტემპერატურამდე ცხელ-

დება; გარდა ამისა, ჩვეულებრივ, დგუშისა და ცილინდრის მასალის გაფართოების კოეფიციენტი სხვადასხვა სიდიდისაა.

გაანგარიშების დროს ვღებულობთ პირობას, რომ ცივ მდგომარეობაში (20°C) დგუშის დიამეტრი ნაკლებია ცილინდრის დიამეტრაზე, ცხელ მდგომარეობაში კი ეს დიამეტრები ერთმანეთის ტოლია.

თუ აღვნიშნავთ:

d' — არის დგუშის დიამეტრი ცივ მდგომარეობაში;

D' — ცილინდრის დიამეტრი ცივ მდგომარეობაში;

d'' — დგუშის დიამეტრი ცხელ მდგომარეობაში;

D'' — ცილინდრის დიამეტრი ცხელ მდგომარეობაში;

i — ღრეჩო დგუშისა და ცილინდრის შორის,

მაშინ ზემოაღნიშნულის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$i = D' - d' \quad (207)$$

და

$$D'' = d''. \quad (208)$$

გარდა ამისა, შეიძლება დავწეროთ.

$$D'' = D' (1 + \alpha_y \Delta t_y) \quad (209)$$

და

$$d'' = d' (1 + \alpha_d \Delta t_d), \quad (210)$$

სადაც α_y არის ცილინდრის მასალის გაფართოების კოეფიციენტი;

α_d — დგუშის მასალის გაფართოების კოეფიციენტი;

Δt_y — ცილინდრის ტემპერატურის ნაზრდი ცივი მდგომარეობიდან გაქვეყვის ტემპერატურამდე;

Δt_d — დგუშის ტემპერატურის ნაზრდი ცივი მდგომარეობიდან გაქვეყვის ტემპერატურამდე.

დაწერილი ტოლობებიდან მივიღებთ:

$$D' (1 + \alpha_y \Delta t_y) = d' (1 + \alpha_d \Delta t_d),$$

საიდანაც

$$d' = D' \frac{1 + \alpha_y \Delta t_y}{1 + \alpha_d \Delta t_d}. \quad (211)$$

მიღებული გამოსახულების შეტანა (207) ტოლობაში გვაძლევს

$$i = D' - d' = D' \left[1 - \frac{1 + \alpha_y \Delta t_y}{1 + \alpha_d \Delta t_d} \right]. \quad (212)$$

მიღებული ფორმულით გამოთვლილი ღრეჩოს სიზუსტე დამოკიდებულია იმაზე, თუ რამდენად სწორადაა შერჩეული გაფართოების კოეფიციენტები და გაქვევის ტემპერატურები.

ამ სიდიდეთა სწორი შერჩევა პრაქტიკულად შეუძლებელია; ამიტომ თეორიულად შერჩეული ღრეჩო ატარებს საუარაუდო ხასიათს.

ღრეჩოს სიდიდის დაზუსტება ხდება ძრავას დამზადების შემდეგ, მისი გამოცდისა და დაყვანის პერიოდში.

§ 2. დგუშის რგოლები

დგუშის რგოლების დანიშნულება:

1) შეამჟივროს ღრეჩო ცილინდრსა და დგუშს შორის და ამით შეზღუდოს აირის გაპარვა ცილინდრიდან კარტერში;

2) მიიღოს სითბო დგუშისაგან და გადასცეს ის ცილინდრის კედელს;

3) მოაცილოს ცილინდრის კედლიდან ჰაბი ზეთი და არ დაუშვას მისი მოხვედრა ცილინდრის შიგა სივრცეში.

პირველ ორ მოთხოვნას, ჩვეულებრივ, სამჟივროებელი (საკომპრესიო) რგოლები ასრულებს, მესამე მოთხოვნას კი — საზეთე რგოლები.

ერთი და მეორეც წარმოდგენენ გაჭრილ ღრეკად რგოლებს. რომლებიც დგუშის ტანზე გაკეთებულ წრიულ ღრეკებშია ჩასმული.

დგუშის რგოლებს მძიმე პირობებში უხდებათ მუშაობა; ისინი მოძრაობენ ძლიერ სწრაფად, მნიშვნელოვნად ცხელდებიან და ამასთანავე ღებულობენ დიდ დატვირთვებს.

ნორმალური მუშაობის მისაღწევად რგოლის დასამზადებლად გამოსაყენებელ მასალას უნდა ახასიათებდეს:

1) მაღალი სიმტკიცე;

2) ძრავას მუშაობის დროს განვითარებული ტემპერატურის პირობებში სიმტკიცის შენარჩუნების უნარი;

3) ცვეთისადმი მაღალი მდგრადობა;

4) საკმარისი ღრეკადობა.

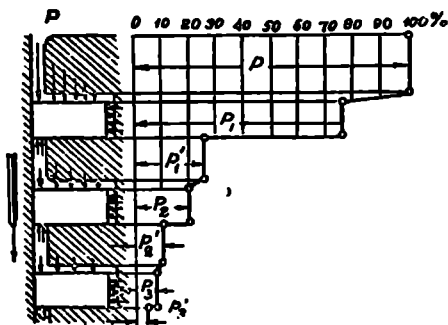
გარდა ამისა, რგოლის მასალა არ უნდა იყოს მყიფე, ადვილად მუშავდებოდეს და არ აზიანებდეს ცილინდრის საჩეკს.

ასეთ პირობებს კარგად აკმაყოფილებს რუხი თუჩი. რის გამოც მას ხშირად იყენებენ რგოლების დასამზადებლად.

ზოგი ქარხანა რგოლების დასამზადებლად იყენებს ლეგირებულ თუჩს, რისთვისაც თუჩს უმატებენ მცირე რაოდენობით ნიკელს. ქრომს, მოლიბდენს ან სპილენძს.

დგუშის რგოლების კონსტრუქცია და გაანგარიშება

რგოლების შემამკიდროებელი მოქმედება იმაში გამოიხატება, რომ რამდენიმე რგოლი ქმნის ერთგვარ ლაბირინთს; მასში მოძრაობის დროს აირი თანდათან ფართოვდება, კარგავს წნევას და განაგრძობს ღენას მცირე სიჩქარით. ყველაფერი ეს ამცირებს დგუშსა და ცილინდრის კედელს შორის გაპარული აირის რაოდენობას.



ნახ. 116. რგოლების შემკიდროების სქემა.

116-ე ნახაზზე მოცემულია რგოლებით შემკიდროების სქემა.

საწყისი წნევა, რომელიც აირს აქვს დგუშის ზემოთ, უდრის p -ს. აირის ნაწილი გაბარება ღრეჩოში, მოხვდება პირველი რგოლის შრეა მხარეს და გაფართოვდება p_1 წნევამდე. აქედან აირი გადავა პირველ და მეორე რგოლს შორის არსებულ სივრცეში, სადაც კიდევ გაფართოვდება p_1' წნეკამდე. ასეთი, თანმიმდევრობით აირის წნევა თანდათან ეცემა და ბოლოს აირი უმნიშვნელო რაოდენობით გადის კარტერში.

ერთ-ერთი საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას გამოცდის შედეგად მიღებული იყო წნევის ვარდნის შემდეგი სურათი:

წნევა ცილინდრში	$p = 4,0$ მნ/მ ² ;
წნევა პირველი რგოლის რადიალურ ღრეჩოში	$p_1 = 3,1$ მნ/მ ² ;
წნევა პირველ და მეორე რგოლს შორის	$p_1' = 0,80$ მნ/მ ² ;
წნევა მეორე რგოლის რადიალურ ღრეჩოში	$p_2 = 0,80$ მნ/მ ² ;

წნევა მეორე და მესამე რგოლს შორის $p_2' = 0,39$ მნ/მ².

წნევა მესამე რგოლის რადიალურ ღრეჩოში $p_3 = 0,12$ მნ/მ².

თუ საწყის p წნევას მივიღებთ როგორც 100%-ს, მაშინ დაახლოებით გვექნება:

$p_1 \approx 0,76 p$; $p_2 \approx 0,20 p$ და $p_3 \approx 0,07 p$.

დაკვირვებით გამოკვლეულია, რომ ძრავას მცირე ბრუნთა რიცხვის დროს განხილული წნევების ცვალებადობა ციკლის განმავლობაში მისდევს ცილინდრში მყოფი აირის წნევის ცვალებადობის კანონს: ძრავას მაღალი ბრუნთა რიცხვების დროს კი აირი ველარ ასწრებს წნევის შეცვლას და იღებს მუდმივ მნიშვნელობას.

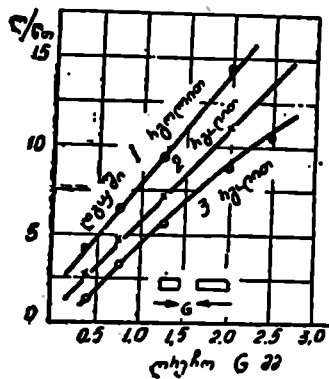
რგოლებით მიღწეული შემჭირდროების ხარისხი დიდადაა დამოკიდებული დგუშის შესამჭიდროებელი ნაწილისა და ცილინდრების შეზეთვის ხარისხზე.

ექსპერიმენტებით გამოიკვია, რომ ნორმალურ ბრუნთა რიცხვით ძრავას მუშაობის დროს დამაკმაყოფილებელი შემჭიდროების მისაღწევად საკმარისია ორი რგოლი; მიუხედავად ამისა, თანამედროვე ძრავებში ხშირად აკეთებენ რგოლების მეტ რაოდენობას (2-დან—7-მდე), რაც იმით არის გამოწვეული, რომ ძრავას ამუშავების დროს მისი ბრუნთა რიცხვი მცირეა, ორი რგოლი კი ამ პირობებში საკმარისი არაა საჭირო შემჭიდროების განსახორციელებლად და. მაშასადამე, ძრავას ასამუშაველად.

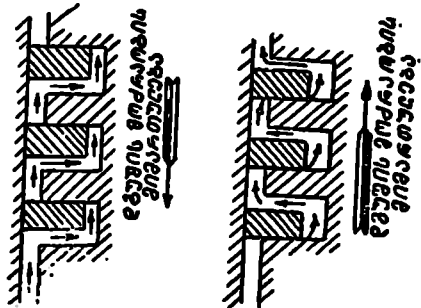
117-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ერთი წუთის განმავლობაში ლიტრობით გამოსახული აირების გაპარვის სიდიდე წრიული ღრეჩოსაგან დამოკიდებულებით, შემთხვევებისათვის, როცა დგუშს აქვს ერთი, ორი და სამი რგოლი.

მონაცემები ეკუთვნის იაპონელ მეცნიერს კობამას და აღებულია უურნალ "კიკაო-ნო-კენ-კიუში" გამოქვეყნებულ მისი სტატიიდან.

ექსპერიმენტები ჩატარებულია ერთცილინდრიან დიზელზე. სიჩქარითი რეჟიმისათვის $n=800$ ბრ/წთ.



ნახ. 117. აირების გაპარვის სიდიდე წრიული ღრეჩოსაგან დამოკიდებულებით.



სამქვიდროებელ რგოლებთან ერთად აუცილებლად აკეთებენ საზეთე რგოლებსაც. მათი საჭიროება იმით არის გამოწვეული, რომ შემქვიდროებელი ლაბირინთი ქმნის ტუმბოსებრ მოქმედებას და თუ არ არის გათვალისწინებული რაიმე

ლანძისიძემა, ახდენს ზეთის იძულებით გადატუმბვას კუმშვის კამერაში, რაც ძრავას მუშაობას ძალიან აფერხებს და თითქმის შეუძლებელსაც ხდის.

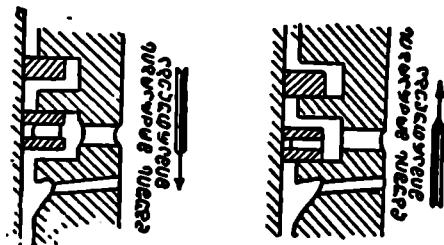
118-ე ნახაზზე ნაჩვენებია შესამქვიდროებელი ლაბირინთის ტუმბოსებრი მოქმედების სქემა. პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს: სამუშაო სვლის დასაწყისში, როდესაც დგუში მოძრაობს ქვევით, აირის წნევის გავლენით რგოლი ასწრებს დგუშს და აწევება ღარის ქვედა კედელს; ამის შემდეგ ცილინდრთან რგოლის ხეხვის გამო და აგრეთვე ცნერციის ძალის გავლენით რგოლი ჩამორჩება დგუშს და დააწევება ღარის ზედა კედელს. დგუშის მიმართულების შეცვლის დროს ხეხვისა და ცნერციის ძალის გავლენით რგოლი გადაინაცვლებს და ისევ დააწევება ღარის ქვედა კედელს. ამრიგად, დგუშის მოძრაობის დროს რგოლები გადაადგილდება და ძლიერად აწევება ღარის ხან ზედა, ხან ქვედა კედელს.

ძრავას კარტერიდან გაშხეფილი ზეთი ხვდება ცილინდრის კედლებს, დგუშს და ავსებს ქვედა რგოლის ღრეჩოებს. დგუშის მიმართულების შეცვლისას რგოლი გადაადგილდება, დააწევება ღარის ქვედა კედელს და, მასასადამე, ქვედა ღრეჩოში მყოფ ზეთს განდევნის ზევით, ზედა რგოლისაკენ. აქაც განმეორდება იგივე პროცესი და ბოლოს ზეთი გადიდებული წნევით კუმშვის კამერაში შეიფრქვევა.

ზემოაღნიშნულიდან ჩანს, რომ საჭიროა განვახორციელოთ რგოლის მინიმალური ტორსული ღრეჩო, რაც ამცირებს რგოლების ტუმბოსებრ მოქმედებას, აუმჯობესებს შემქვიდროებას და ამცირებს ღარების ცვეთას.

ხანგრძლივი მუშაობის შემდეგ რგოლები ცვდება, მათი ტორსული ღრეჩოები იზრდება, ძრავა ბევრ ზეთს ხარჯავს და მოითხოვს რგოლების შეცვლას.

რგოლების ტუმბოსებრი მოქმედების მანე გავლენის მოსასპო-
ბად იყენებენ საზეთე რგოლებს, რომლებიც სამკიდროებელი რგო-



ნახ. 119. საზეთე რგოლებისა და სადრენაჟო არხების მუშაობის სქემა.

ლებისაგან იმით განსხვავდება, რომ მათ აქვთ ხერტილები და კრილე-
ბი ზეთის გასატარებლად. საზეთე რგოლების მუშაობის სქემა ნაჩვენე-
ნებია 119-ე ნახაზზე.

ერთ დღეუშე ჩვეულებრივ კეთდება ერთი საზეთე რგოლი, ზოგ
შემთხვევაში კი (როცა ძრავა სწრაფსელიანია) — ორი.

საზეთე რგოლის მუშაობის გასაადვილებლად ხშირად დგუშის,
კონსტრუქციები ითვალისწინებს დამატებით ზეთგამტარ ხერტილებს.
ასეთი კონსტრუქცია ნაჩვენებია 119 -ე ნახაზზე.

რგოლების მუშაობის პირობების შესასწავლად განვიხილოთ მასზე
მოქმედი ძალები.

დგუშის სამუშაო სვლის დროს პირველ რგოლზე მოქმედებს შემ-
დეგი ძალები (ნახ. 120)

- 1) P ძალა შექმნილი ცილინდრში მყოფი აირის წნევით;
- 2) P_1 ძალა, შექმნილი რგოლის შიგნით მყოფი აირის წნევით;
- 3) P'_1 ძალა, შექმნილი პირველ და მეორე რგოლს შორის წნე-
ვით;
- 4) რგოლის დრეკადობის ძალა P_y ;
- 5) ცილინდრის კედელთან რგოლის ხახუნით შექმნილი ძალა T_1 ;
- 6) რგოლის ინერციის ძალა X_k .

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ცილინდრში წნევის მუდმივი ცვა-
ლებადობისა და დგუშის მოძრაობის აჩქარების ცვალებადობის გამო
ყველა შემოჩამოთვლილი ძალის (რგოლის დრეკადობის ძალის გარ-

და) სიდიდე იცვლება.

პირველი რგოლის ანალოგიურად ადვილია მოქმედი ძალების განსაზღვრა სხვა რგოლებისათვისაც. აღნიშნულ სქემაზე (ნახ. 120^ა მარჯვნივ) ნაჩვენებია მოქმედი ძალები სამი რგოლისათვის.

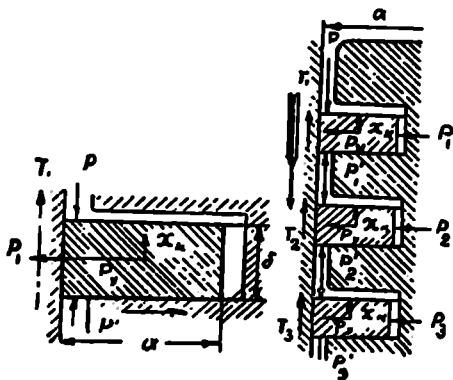
სქემის მიხედვით შეიძლება დაეწეროს:

$$P_1 = \pi(D - 2a) b p_1;$$

$$P_2 = \pi(D - 2a) b p_2;$$

$$P_3 = \pi(D - 2a) b p_3;$$

$$P_y = \pi D b p_y.$$



ნახ. 120. რგოლებზე მოქმედი ძალები.

სადაც a არის რგოლის რადიალური სიგანე;

b — რგოლის სიმაღლე;

p_1, p_2, p_3 — აირის წნევა პირველი, მეორე და მესამე რგოლების რადიალურ ღრეჩოში;

p_y — რგოლის ღრეკადობით გამოწვეული წნევა;

D — ცილინდრის დიამეტრი.

სქემიდან შეიძლება აგრეთვე ხახუნის ძალის განსაზღვრა. ამ ძალის განსაზღვრა საინტერესოა, რადგანაც ძრავას მექანიკური და ნაკარგების 65÷70% მოდის დგუშზე და მის რგოლებზე.

ხახუნის ძალების ჯამი სამივე რგოლისათვის იქნება

$$\Sigma T = T_1 + T_2 + T_3 = (P_1 + P_2 + P_3 + 3P_y) f$$

ან

$$\Sigma T = \pi(D - 2a) b f (p_1 + p_2 + p_3) + 3\pi D b p_y f. \quad (213)$$

სადაც f არის ცილინდრისა და რგოლს შორის ხახუნის კოეფიციენტი და აიღება 0,10÷0,15 ზღვრებში.

(213) ტოლობიდან შეიძლება გამოვიტანოთ შემდეგი დასკვნები:

1) რგოლის სიმაღლის გადიდება იწვევს ხახუნის ძალის ზრდას;

2) რგოლის რადიალური სიგანის გადიდება იწვევს ხახუნის ძალის შემცირებას;

3) ხახუნის ძალის უდიდესი ნაწილი წარმოიქმნება რგოლების რადიალურ ღრეჩოში მყოფი აირის წნევით, დანარჩენი მცირე ნაწილი კი — რგოლების დრეკადობის ძალით.

უკანასკნელი დასკვნა გაკეთებულია იმის საფუძველზე, რომ თანამედროვე ძრავებისათვის p_v არასოდეს არ აღემატება $0,4 \text{ მნ/მ}^2$ -ს, მაშინ, როდესაც აირის წნევა, მაგალითად, პირველი რგოლის რადიალურ ღრეჩოში იცვლება $1,5$ -დან $4,0 \text{ მნ/მ}^2$ -მდე.

ძალვა, რომელსაც პირველი რგოლისა და ღარის ტორსი იღებს სამუშაო სვლის დასაწყისში, გამოისახება ტოლობით

$$P_A = P - P'_1 - T' - X_A; \quad (214)$$

კუთრი დაწოლა ტორსის ზედაპირზე იქნება

$$q = \frac{P_A}{\pi(D-a)a} \quad (215)$$

უკანასკნელი ორი ტოლობის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კუთრი დაწნევა ტორსზე რგოლის სიმაღლის გაზრდით და რადიალური სიგანის შემცირებით მატულობს.

რგოლის სიმაღლის გადიდებას ის ნაკლიც ახასიათებს, რომ ამ დროს:

- 1) იზრდება დგუშის შესამჭიდროებელი ნაწილის სიგრძე;
- 2) მატულობს დგუშის ტემპერატურა;
- 3) რგოლების მორგება (მიმუშავება) ცილინდრის კედელზე მოითხოვს მეტ დროს.

რგოლის სიმტკიცის გაანგარიშების რამდენიმე მეთოდი არსებობს, თუმცა ყველა მათგანი მიახლოებით ხასიათს ატარებს.

წინათ კონსტრუქტორები ცდილობდნენ შეექმნათ ისეთი რგოლი, რომელიც ცილინდრში ჩასმის შემდეგ მოგვეცემა მისი დრეკადობით განვითარებული წნევის თანაბარ განაწილებას გვერდით ზედაპირზე $p_v = \text{const}$).

ასეთი რგოლის სიმტკიცის შემოწმება წარმოებს-121-ე ნახაზზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით.

სამუშაო მდგომარეობაში რგოლის გვერდით ზედაპირზე მოქმედებს მისი დრეკადობით შექმნილი p_v წნევა. რაც იძლევა ტოლქმედს P .

სახიფათო $X-X'$ კვეთისათვის მღუნავი მომენტი

$$M_b = Pr_m = 2\rho v_m^2 b;$$

წინალობის მომენტი

$$W = \frac{ba^3}{6};$$

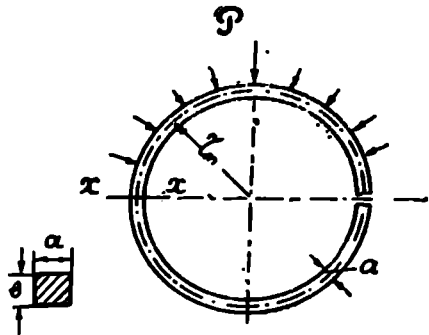
ლუნვის დაბვა სახიფათო კვეთში:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{12\rho v_m^2}{a^2}. \quad (216)$$

აღსანიშნავია, რომ დაბვის გამომსახველ ამ უკანასკნელ ტოლობაში არ შევიდა სიდიდე θ , რაც იმას ნიშნავს, რომ დაბვა რგოლის სიმაღლეზე დამოკიდებული არაა.

ამის საფუძველზე თვლიან, რომ რგოლის სიმაღლე მავნე სიდიდეა და მის გადიდებას მხოლოდ უარყოფითი შედეგი მოსდევს. რგოლის სიმაღლე, ჩვეულებრივ, ისე შეირჩევა, რომ მოცულობის დროს რგოლი არ დატყდეს. ის იცვლება 3-7 ზღვრებში.

უკანასკნელ წლებში ჩატარებულმა კვლევებმა ცხადყო, რომ მუდმივი წნევის მქონე რგოლებს მნიშვნელოვანი უარყოფითი თვისებები ახასიათებს. აგრეთვე გამოირკვა, რომ ხანმოკლე მუშაობის შემდეგ მუდმივი წნევის მქონე რგოლი



ნახ. 121. რგოლის ესკიზი.

საკეტებთან კარგავს ცილინდრის კედელზე დაწოლის უნარს; წნევა ამ ადგილებში უარყოფითი ხდება, რის გამოც რგოლის საკეტებთან შეიქმნება კვრიტე, სადაც თავისუფლად შეიძლება გავიდეს აირი.

კვრიტეების შექმნის შედეგად რგოლის ნორმალური მუშაობის პირობები ირღვევა და ძრავა სიმძლავრის დიდ ნაწილს კარგავს.

შემჩნეულია, რომ მცირე დიამეტრის რგოლი უფრო მალე კარგავს ცილინდრის კედელთან მჭიდრო შეხების უნარს. ვიდრე დიდი დიამეტრის რგოლი.

რგოლების მუშაობის გაუმჯობესების მიზნით ამჟამად ამზადებენ

ისეთ რგოლებს, რომლებსაც აქვთ წნევის არათანაბარი განაწილება წრეზე ($p \neq \text{const}$). ასეთ რგოლებში დრეკადობის წნევა საკეტებთან მნიშვნელოვნად გადიდებულია.

ცვალებადი წნევის მქონე რგოლის დამახასიათებელი წნევების ეპიურა ნახვენბია 122-ე ნახაზზე.

§ 8. დგუზის თითი

თითის მასალა და
კონსტრუქცია

დგუშის თითი ქმნის სახსრულ შეერთებას დგუშსა და ბარბაცას შორის; მასზე მოქმედებს დატვირთვა, რომელიც იცვლის როგორც სიდიდეს, ისე მიმართულებას და ხშირად დარტყმით ხსიათს ღებულობს.

თითი არ უნდა იყოს მსხვრევადი. ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, სრულიად უვარგისი იქნებოდა თუჩისაგან დამზადებული თითი; ასევე არ ივარგებდა მაგარი ფოლადისაგან დამზადებული ნაწრობი თითი.

დამზადებულ და თერმულად დამუშავებულ თითს, მოხაზუნე ზედაპირის მნიშვნელოვან სიმაგრესთან ერთად, უნდა ახასიათებდეს შუაგულის სიბლანტე (სირბილე) და საერთო სიმტკიცე.

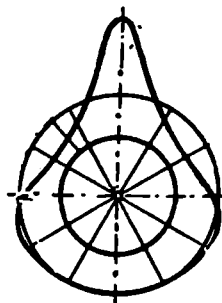
მაგარი გარე შრის შეკავშირება შუაგულთან უნდა უზრუნველყოფდეს თითის მუშაობას დარტყმითი დატვირთვების დროს ყოველგვარი გამოფშენისა და ერთი შრის მეორისაგან მოცილების გარეშე.

დგუშის თითის დასამზადებლად იყენებენ ნახშირბადიან ან ლეგირებულ ფოლადს. თითის გარე ზედაპირის სიმაგრისა და, მაშასადამე, ცვეთგამძლეობის გასაღიღებლად ახდენენ მის ცემენტაციას. ცემენტაციის სიღრმეს, თითის ზომის მიხედვით, იღებენ $0,5 \div 2$ მმ.

დგუშის თითი წარმოადგენს ცილინდრული ფორმის დეტალს; წონის შესამცირებლად ის მზადდება ღრუ.

ხაზუნის შესამცირებლად და რემონტის გასაადვილებლად დგუშის ნამატებში და ბარბაცას ზედა თავში ხშირად ათავსებენ მილისას.

თითის ხანგრძლივი მუშაობისათვის საჭიროა მისი კარგი შეზეთვა; ზეთის მიწოდება თითის მოხაზუნე ზედაპირზე, რომელიც იმყოფება ბარბაცას თავში, ხდება გაშხეფვით ან იძულებით, ბარბაცას ტანში



ნახ. 122. რგოლის წნევების ეპიურა.

მონაცემები ზედაპირზე კი, რომელიც იმყოფება დგუშის ნამატებში, ზეთი ზედება საზეთე რგოლებიდან ან უშუალოდ კარტერიდან გაშხეფვის შედეგად.

დგუშის თითის გაანგარიშება

მონაცემები თითის ძირითადი ზომების დასადგენად მოყვანილია მე-4 ცხრილში.

ცხრილი 4.

მონაცემები თითის ძირითადი ზომების დასადგენად

ძრავის ტიპი.	თითის გარე დიამეტრი, d_3	თითის შიგა დიამეტრი, d_2	თითის სიგრძე, l_m	შენიშვნა
სავეტრობილო კარბურატორიანი ძრავა	$(0,25 \div 0,33) D$	$0,75 d_3$	$(0,8 \div 0,9) D$	გამოსახულებაში D — დგუშის დიამეტრი
სავეტრობილო ღიზელი	$(0,30 \div 0,38) D$	$(0,62 \div 0,75) d_3$	$(0,8 \div 0,9) D$	
სატრაქტორო ღიზელი	$(0,31 \div 0,43) D$	$(0,60 \div 0,75) d_3$	$(0,8 \div 0,9) D$	

თითის ზომების დადგენის შემდეგ ამოწმებენ მის ღუნვას. შეწმენისას თითს განიხილავენ, როგორც ორ საყრდენზე დაყრდნობით თანაბრად განაწილებული დატვირთვის მქონე ძელს (ნახ. 123)ᶜ.

საანგარიშო l მალად ღებულობენ საყრდენი ზედაპირების შუა წერტილებს შორის მანძილს.

მაქსიმალური მღუნავი მომენტი გამოისახება ტოლობით:

$$M_b = \frac{P_2}{4} \left(l - \frac{l_1}{2} \right) = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 4} P_2 \left(l - \frac{l_1}{2} \right) =$$

$$= 0,196 p_2 D^2 \left(l - \frac{l_1}{2} \right) \approx$$

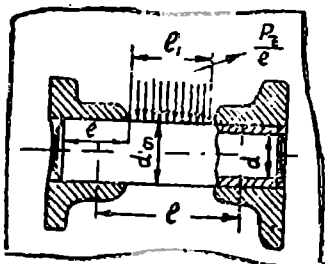
$$\approx 0,1 p_2 D^2 (2l - l_1). \quad (217)$$

ღუნვის წინალობის მომენტი იქნება

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_3^4 - d_2^4}{d_3} \approx 0,1 \frac{d_3^4 - d_2^4}{d_3}. \quad (218)$$

ღუნვის ძაბვა შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W}. \quad (219)$$



ნახ. 123. ესკიზი დგუშის თითის გასაანგარიშებლად.

თითის კვეთს ამოწმებენ აგრეთვე კრის დაბეჭდვზე. კრის დროს დაბეჭდვა

$$\sigma_s = \frac{P_z}{2F_1}, \quad (220)$$

სადაც $F_1 = \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4}$ თითის სახიფათო კვეთის ფართობია.

თითის მოხახუნენ ზედაპირი მოწმდება კუთრი წნევის მიხედვით, რაც კვეთის დამახასიათებელ სიდიდეს წარმოადგენს.

კუთრი წნევა გამოითვლება ფორმულით

$$q = \frac{P_z}{F}, \quad (221)$$

სადაც F საყრდენი ზედაპირის პროექციაა.

თუ თითი მცურავი ტიპისაა, მაშინ უნდა შევამოწმოთ კუთრი წნევა იმ სამუშაო ზედაპირის მიხედვით, რომელიც იმყოფება როგორც დგუშის ნამატებში, ისე ბარბაცას ზედა თავში.

კუთრი წნევის დასაშვები სიდიდე არ შეიძლება ერთნაირი იყოს დგუშის ნამატებისა და ბარბაცას ზედა თავისათვის, რადგანაც მათი მუშაობის პირობები სხვადასხვაგვარია. მაგალითად, ტემპერატურა დგუშის ნამატებში მუდამ მეტია, ვიდრე ბარბაცას ზედა თავში, რის გამოც ზეთის სიბლანტე ნამატებში შესამჩნევად შემცირებულია.

კუთრი წნევის დასაშვები სიდიდეები შეიძლება მივიღოთ შემდეგ ზღვრებში:

სატრაქტორო და სატვირთო ავტომობილების ძრავებისათვის $14 \div 24$ მნ/მ²;

მსუბუქი ავტომობილების ძრავებისათვის $18 \div 35$ მნ/მ².

§ 4. ბარბაცა

ბარბაცა აერთებს დგუშს მუხლა ლილვთან და მონაწილეობს დგუშის სწორხაზობრივი მოძრაობის მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობად გარდაქმნაში.

ცალკეულ შემთხვევაში, როდესაც მუხლა ლილვს მოძრაობაში მოჰყავს დგუში (მაგალითად, ძრავას ამუშავების დროს), ბარბაცა გარდაქმნის მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობას დგუშის სწორხაზობრივ მოძრაობად.

ბარბაცაზე მოქმედებენ აირის წნევით შექმნილი ძალები და ინერციის ძალები. ამ ძალების ცვალებადობა სიდიდითა და მიმართულებით ქმნის დატყვითი ხასიათის დატვირთვებს.

სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების ბარბაცები უმთავრე-

სად მზადდება მაღალხარისხოვანი ნახშირბადიანი ფოლადისაგან. გამოწარმოების შემთხვევებში ბარბაცას ამზადებენ ლეგირებული ფოლადისა ან დურალუმინისაგან.

ბარბაცაზე მოქმედი ძალები და მომენტები

ბარბაცაზე მისი სიგრძივი მიმართულებით მოქმედებს: აირის წნევით შექმნილი P_z ძალა და გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალები. გარდა ამისა, ბარბაცაზე მოქმედებს მისი ქანაობის გამო შექმნილი ინერციის ძალები. ამ ძალების მოქმედება ბარბაცას ქანაობის სიბრტყეში ნაჩვენებია 98-ე ნახაზზე.

A წერტილისათვის ბარბაცას ქანაობის კუთხური სიჩქარე და, მაშასადამე, ინერციის ძალაც ნულის ტოლია; ბარბაცას ქანაობის კუთხური სიჩქარე და ინერციის ძალა მაქსიმუმს აღწევს B წერტილში და ბარბაცას სიგრძეზე ძალების მოქმედების ეპიურა სამკუთხედის სახეს ღებულობს.

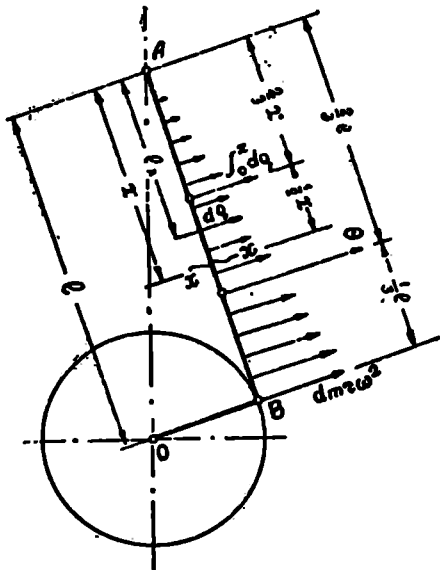
ბარბაცას ქანაობის სიბრტყეში მოქმედი ძალებით შექმნილი უდიდესი დატვირთვა მიიღება მაშინ, როდესაც ბარბაცა მრუდმხარას მართობია; 124-ე ნახაზზე გამოსახულია ასეთი შემთხვევა.

წერტილი B მრუდმხარასთან ერთად ბრუნვით მოძრაობს, რის გამოც მის ელემენტზე მოდებული იქნება ინერციის ძალა

$$ds = dm \cdot r \omega^2 = f dl \gamma r \omega^2, \quad (222)$$

სადაც dm არის ელემენტარული მასა;

f — ბარბაცას კვეთის ფართობი, რომელსაც მუდმივს ვღებ



ნახ. 124. ბარბაცას ქანაობის სიბრტყეში მოქმედი ძალები.

ბულობთ მის მთელ სიგრძეზე;
 γ — ბარბაცას მასალის სიმკვრივე;
 dl — ელემენტარული სიგრძე;
 r — მრუდმხარას რადიუსი;
 ω — მრუდმხარას ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

ბარბაცას ზედა თავიდან ნებისმიერ l_x მანძილზე დაშორებული ელემენტისათვის შეიძლება დაწვეროთ

$$dq = \frac{ds' l_x}{l} = \frac{\gamma r \omega^2}{l} l_x dl; \quad (223)$$

ტოლქმედი კი იქნება

$$Q = \int_0^l dq = \frac{\gamma r \omega^2}{l} \int_0^l l_x dl = \frac{\gamma r \omega^2 l}{2}. \quad (224)$$

ვინაიდან ძალების მოქმედების ებიურა სამკუთხედია, ამიტომ ტოლქმედის მოდების 'წერტილი დაშორებული იქნება ბარბაცას ზედა თავის ცენტრიდან $2/3 l$ მანძილით.

A და B წერტილებში მოქმედი რეაქციები გამოითვლება თანაფარდობებიდან:

$$A = \frac{Q}{3} = \frac{\gamma r \omega^2 l}{6}, \quad (225)$$

$$B = \frac{2Q}{3} = \frac{\gamma r \omega^2 l}{3}. \quad (226)$$

ბარბაცას ღეროს ნებისმიერ $X-X$ კვეთში მოქმედი მღუნავი მომენტი.

$$M_b = Ax - \int_0^x dq \frac{x}{3} = \frac{\gamma r \omega^2 l}{6} \cdot x - \frac{\gamma r \omega^2}{l} \cdot \frac{x^2}{2} \cdot \frac{x}{3}. \quad (227)$$

მაქსიმალური მომენტის შესაბამისი კვეთის მოსაძებნად მიღებული ტოლობა გავაწარმოოთ და გავუტოლოთ ნულს, მივიღებთ

$$\frac{dM_b}{dx} = \frac{\gamma r \omega^2 l}{6} - \frac{\gamma r \omega^2 x^2}{2l} = 0,$$

საიდანაც

$$x = \frac{l}{\sqrt{3}} \approx \frac{l}{1,73} = 0,578 l. \quad (228)$$

ამრიგად, კვეთი, სადაც მლუნავი მომენტი უდიდესია, დაშორებულია ბარბაცას ზედა თავის ცენტრიდან $\frac{l}{1,73}$ მანძილით.

თუ (227) ტოლობაში შევიტანთ $x = \frac{l}{1,73}$, მივიღებთ მაქსიმალური მომენტის გამოსახულებას

$$M_{bmax} = \frac{f\gamma r \omega^2 l}{6} \cdot \frac{l}{1,73} = \frac{f\gamma r \omega^2}{6l} \cdot \frac{l^2}{1,73^2} \cdot \frac{l}{1,73}$$

ან

$$M_{bmax} = \frac{f\gamma r \omega^2 l^2}{6} \left(\frac{1}{1,73} - \frac{1}{1,73^3} \right).$$

თუ კუთხურ სიჩქარეს გამოვსახავთ ბრუნთა რიცხვით, მაშინ საბოლოოდ გვექნება

$$M_{bmax} = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \gamma f \frac{r l^2}{16}. \quad (229)$$

აირის წნევით შექმნილი ძალა P_z და გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების ინერციის ძალები იწვევენ ბარბაცას ლეროს კუმშვას და აგრეთვე ქმნიან მისი გრძივი გაღუნვის საშიშროებას.

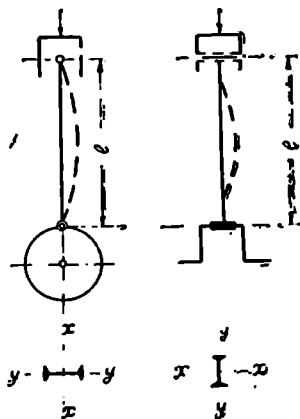
განგარიშები: დროს გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალები შეიძლება მხედველობაში არ მივიღოთ, რადგანაც ძრავას ნორმალური მუშაობის დროს ისინი განტვირთავენ ბარბაცას, ხოლო ძრავას ამუშავების პერიოდში მათი სიდიდე უმნიშვნელოა.

ბარბაცას გრძივი გაღუნვა შეიძლება მოხდეს ბარბაცას ქანაობის ან მის მართობ სიბრტყეში (ნახ. 125)

პირველი შემთხვევისათვის, რომელიც ეთანადება სახსრული ბოლოების მქონე ლეროს გრძივ ღუნვას, კრიტიკული დატვირთვა გამოისახება ტოლობით

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 E J_x}{l^2}. \quad (230)$$

მეორე შემთხვევა ეთანადება არულ გამაგრებული ბოლოების



ნახ. 125 ბარბაცას გრძივი ღუნვის ორი შესაძლო შემთხვევა.

ქონე ღეროს გრძივ ღუნვას და მისთვის კრიტიკული დატვირთვა გა-
პოისახება ტოლობით

$$P_{კრ} = \frac{4\pi^2 EJ_y}{l^2} \quad (231)$$

უკანასკნელ ორ ფორმულაში

E არის დრეკადობის მოდული:

J_x — ღეროს განივკვეთის ინერციის მომენტი $X-X$ ღერძის მიმართ;

J_y — ღეროს განივკვეთის ინერციის მომენტი $y-y$ ღერძის მიმართ.

მიღებული ტოლობების შედარება გვიჩვენებს, რომ ორივე სიბ-
რტეში ტოლი წინააღობის მქონე ბარბაცას მისაღებად საჭიროა მისი
ღეროს კვეთი ისე შევარჩიოთ, რომ $J_x = 4J_y$.

ამ პირობის დაცვა საშუალებას გვაძლევს შევქმნათ მინიმალური
მასის მქონე ბარბაცა.

ბარბაცას ზედა თავი, ქვედა თავი და ჰანჯიკები იტვირთება ინერ-
ციის ძალებით, რომლებიც ზედა მკვდარი წერტილის არეში ცდილო-
ბენ მათს გაგლეჯას. ეს მოქმედება განსაკუთრებით დიდია ოთხტაქ-
ტიან ძრავებში, რადგანაც აქ განდევნის ტაქტის დასასრულს და შე-
წოვის დასაწყისში აირის წნევა უმნიშვნელოა და ინერციის ძალა სრუ-
ლი სიდიდით გადაეცემა მრუდმხარას ნაწილებს.

ორტაქტიან ძრავებში ინერციის ძალების მოქმედება ან სრუ-
ლიად მოსპობილია, ანდა უმნიშვნელოა, რადგანაც ასეთ ძრავებში
ციკლი ლილვის ერთ შემობრუნებაზე სრულდება და ზედა მკვდარ
წერტილში დგუშის ყოფნის დროს აირის წნევა მუდამ მაღალია, რო-
მელიც ინერციის ძალების საწინააღმდეგო მიმართულებისა და იწვევს
მათს გაწონასწორებას.

საბარბაცე ჰანჯიკები, ინერციის ძალებით შექმნილი დატვირ-
თვის გარდა. იღებენ დამატებითს დატვირთვას ძლოერი მოჭერის
გამო.

ბ ა რ ბ ა ც ა ს გ ა ა ნ გ ა რ ი შ ე ბ ა

როგორც ცნობილია, სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავას
ბარბაცას კვეთი თითქმის მუდამ ორტესებრი კეთდება. ორტესებრი
კვეთისათვის ჩვენ ზუსტად შეგვიძლია დავიცვათ პირობა $J_x = 4J_y$ და
ამით ბარბაცა მაქსიმალურად შევამსუბუქოთ. იმისათვის, რომ
 $J_x = 4J_y$, საჭიროა ორტესებრი კვეთის ზომებს შორის შემდეგ თანა-
ფარდობათა დაცვა (ნახ. 426)

$$B = 0,75 H; \quad b = 0,583 H; \quad h = 0,666 H.$$

ასეთი კვეთისათვის ინერციის მომენტებს ექნება შემდეგი მნიშვნელობები:

$$J_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

ან

$$J_y = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{12}$$

ბარბაცას კვეთის შერჩევა იმაში მდგომარეობს, რომ დავაწესოთ მისი ზომა H , რომელიც მიახლოებით აიღება:

ბარბაცას ზედა თავთან:

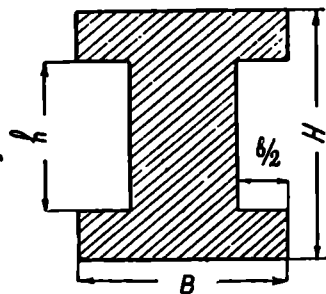
$$H_3 = (0,48 \div 0,60) D_1,$$

სადაც D_1 ბარბაცას ზედა თავის გარე დიამეტრია.

ბარბაცას ქვედა თავთან:

$$H_3 = (1,10 \div 1,35) H_4.$$

ბარბაცას ღერო უნდა შევამოწმოთ გრძივ ღუნებაზე, რისთვისაც ვანგარიშობთ კრიტიკულ ძალას ემპირიული ტოლობით (ეს ტოლობა შედგენილია ნახშირბადოვანი ფოლადისათვის)



ნახ. 126. ბარბაცას ღეროს ორტესებო კვეთი.

$$P_{კრ} = \left(4690,5 - 26,175 \frac{l}{\rho} \right) f. \quad (232)$$

სადაც l არის ბარბაცას სიგრძე, სმ;

f — ბარბაცას ღეროს კვეთის ფართობი (სმ²) მის ზედა თავთან;

ρ — ბარბაცას ზედა თავთან ღეროს კვეთის ინერციის მინიმალური რადიუსი.

კვეთის ინერციის მინიმალური რადიუსი გამოითვლება ტოლობით

$$\rho = \sqrt{\frac{J_y}{f}}$$

კრიტიკული ძალის ვანგარიშების შემდეგ ვპოულობთ ბარბაცას დიამეტრის კოეფიციენტს

$$\varphi = \frac{P_1}{P_2}$$

ბარბაცას საიმედო მუშაობისათვის საჭიროა, რომ $\varphi > 2,5$.
 ეუმშენის მაქსიმალური ძაბვა ბარბაცას ღეროში

$$\sigma_z = \frac{P_z}{f}$$

ხოლო ბარბაცას ღეროს ქანობის სიბრტყეში მოქმედი ინერციის ძალებით შექმნილი ძაბვა

$$\sigma_b = \frac{M_{\max}}{W}$$

სადაც W ბარბაცას ღეროს საშუალო კვეთის წინაღობის მომენტია.
 ბარბაცას ქანობის სიბრტყის მართობი ღერძის მიმართ.
 ტოლქმედი ძაბვა

$$\sigma_1 = \sigma_z + \sigma_b$$

ასეთი შეკრება იძლევა რამდენიმედ გადიდებულ ძაბვას, რადგანაც σ_z და σ_b ერთდროულად არ აღწევენ თავიანთ მაქსიმუმს.
 ბარბაცას ზედა თავის გარე დიამეტრი მიახლოებით აიღება.

$$D_1 = (1,45 \div 1,70) d_0$$

ხოლო შიგა დიამეტრი (მცლისასათვის გაკეთებული ნაჩარხის დიამეტრი)

$$D_2 = (1,12 \div 1,25) d_0$$

უკანასკნელ ორ ტოლობაში d_0 არის თითის გარე დიამეტრი.
 ბარბაცას ზედა თავი განიცდის ვაგლეჯას ინერციის ძალებისაგან. ვაგლეჯის ძაბვა გამოითვლება ტოლობით

$$\sigma_r = \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} p, \quad (233)$$

სადაც R_1 და R_2 ბარბაცას თავის გარე და შიგა რადიუსებია;

p — დგუშის ყომპლექტის მაქსიმალური ინერციის ძალით შექმნილი წნევა ბარბაცას ზედა თავის ნაჩარხის დიამეტრალურ პროექციაზე.

დგუშის თითის გაცვეთაზე დიდ ვაგლენას ახდენს ბარბაცას ზედა თავის სიხისტე. ამ თვალსაზრისით პროფ. ნ. შ. ნეიმანი გვიჩვენებს გამოვიანგარიშით ბარბაცას ზედა თავის განივი დეფორმაცია.

ზედა თავის ჰორიზონტალური დიამეტრის შემცირება მის საშუალო დიამეტრთან შედარებით (განივი დეფორმაცია) იქნება

$$y = \frac{0,137 X_{\max} R_{\text{სა}}^3}{FJ}$$

სადაც $R_{\text{სა}} = \frac{R_1 + R_2}{2}$ არის ბარბაცას ზედა თავის საშუალო რადიუსი;

X_{\max} — დგუშის კომპლექტის მაქსიმალური ინერციის ძალა;

E — ბარბაცას მასალის დრეკადობის მოდული;

J — ბარბაცას ზედა თავის კვეთის ინერციის მომენტი.

• დეფორმაცია საშუალო დიამეტრის ერთ სანტიმეტრზე შეადგენს

$$y' = \frac{y}{2R_{\text{სა}}} = \frac{0,0685 X_{\max} R_{\text{სა}}^3}{EJ} \quad (234)$$

ამ დეფორმაციის დასაშვები სიდიდეა $y' = 0,010 \div 0,007$.

ბარბაცას ქვედა თავის დიამეტრი და სიგანე განისაზღვრება მუხლა ლილვის ყელის ზომებით.

ქვედა თავის სახურავის კვეთი შეიჩნევა დგუშის კომპლექტისა და ბარბაცას მასებით შექმნილი მაქსიმალური ინერციის ძალების მიხედვით.

§ 5. მუხლა ლილვი

მუხლა ლილვი ძრავას ძირითადი და მეტად მნიშვნელოვანი ნაწილია. ის დაკავშირებულია ძრავას ყველა ცილინდრთან, იღებს მათგან მარჯ მუშაობას და მომენტის სახით მისი გამოყენების საშუალებას იძლევა.

მუხლა ლილვი იტვირთება აირის წნევის ძალებით და მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალებით. გარდა ამისა, პერიოდულად მოქმედი ძალები იწვევენ გრეხით რხევებს, რომლებიც ზოგიერთ შემთხვევაში მეტად დიდ, დამატებით ძაბვებს ქმნიან.

მასალის შერჩევას, დამზადების წესსა და თერმული დამუშავების რეჟიმს გადამწყვეტი მნიშვნელობა აქვს მუხლა ლილვის ნორმალური მუშაობისათვის.

სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების მუხლა ლილვი უფრო ხშირად მზადდება ქედვით ან ტვიფრვით, ზოგ შემთხვევაში კი ჩამოსხმით.

ქედვით ან ტვიფრვით მუხლა ლილვის დასამზადებლად ძირითადად იყენებენ ნახშირბადოვან და ლეგირებულ ფოლადებს.

ძირითადი ყელების (საყრდენების) რაოდენობა სხვადასხვა კონსტრუქციაში სხვადასხვაა. მათი რაოდენობის შერჩევის დროს უნდა გვახსოვდეს, რომ, რაც მეტია საყრდენების რაოდენობა, მით ნაკლები იქნება საანგარიშო მალი და, მაშასადამე, ლილვზე მოქმედი მომენტებიც. ეს იწვევს ლილვის ზომებისა და წონის შემცირებას. აქ კარგ თვისებებთან ერთად საყრდენების რაოდენობის გადიდებას თან სდევს კონსტრუქციის საგრძნობი გართულება და ძრავახ-სიჯრძის მომატება.

თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო კარბურატორიანი ოთხცილინდრიანი ძრავას მუხლა ლილვი ძირითადად სამსაყრდენიანი კეთდება. თვითაალებად ძრავებში გადიდებული დატვირთვის გამო უფრო ხშირად გვხვდება ხუთსაყრდენიანი ლილვები. ექვსცილინდრიან ძრავებში საყრდენების რაოდენობა უდრის ოთხს ან შვიდს, რვაცილინდრიან ხაზობრივ ძრავებში კი — ხუთს ან ცხრას.

მუხლა ლილვზე მოქმედი ძალები და დატვირთვები

მუხლა ლილვი იტვირთება მუდმივ მოქმედი და პერიოდული ძალებით. მუდმივ მოქმედ ძალებს მიეკუთვნება მბრუნავი ნაწილების ცენტრიდანული ინერციის ძალა, პერიოდულ ძალებს კი აირების წნევით შექმნილი ძალა და გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალა. პერიოდულად მოქმედი ძალები იწვევენ რხევებს და ქმნიან დამატებით ძაბვებს.

გარდა ამისა, ლილვზე მოქმედებს მხები ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტი და მქნევარას წონა. აღსანიშნავია, რომ ძრავას დამყარებული რეჟიმისათვის მხები ინერციის ძალებით შექმნილი მომენტი ნულის ტოლია.

ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშების დროს მხედველობაში არ მიიღება ძრავას მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალები, რადგანაც ისინი ძრავას სწრაფი ბრუნვის დროს განტვირთავენ ლილვს, ხოლო, როცა ბრუნთა რიცხვი მცირეა (მაგალითად, ძრავას ამუშავების დროს). მათი სიდიდე უმნიშვნელოა.

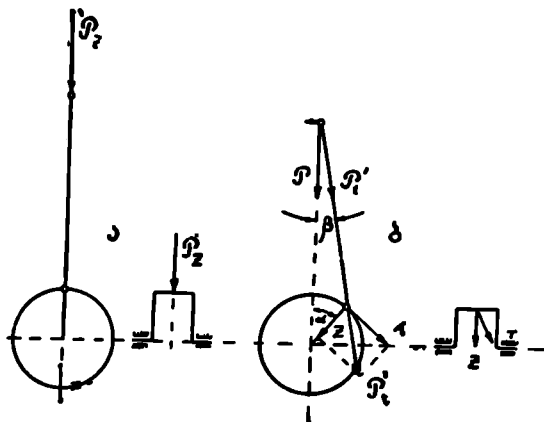
ძრავას მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალები საჭიროა მხედველობაში მივიღოთ მაშინ, როდესაც ვანგარიშობთ წნევას ყელის ზედაპირზე და მაშასადამე, ვარკვევთ ცვეთის საკითხებს.

მრულმხარას შემობრუნებით იცვლება მომენტების საანგარიშო მხარი, ამიტომ ლილვის გაანგარიშებისათვის უნდა შევარჩიოთ მრულმხარას ისეთი მდგომარეობა, როდესაც მომენტები უდიდესია.

მუხლა ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშებისათვის განიხილავენ ორ სახიფათო შემთხვევას:

1. როდესაც მრუდმხარას მდგომარეობა ზედა მკედარ წერტილს შეესაბამება და ბარბაცის სიგრძივ მოქმედი აირის წნევით შექმნილი P_z ძალა უდიდესია (ნახ. 127. ა):

2. როდესაც მრუდმხარა განხრილია α კუთხით და მხები T ძალა მაქსიმალური სიდიდისაა (ნახ. 127 ბ).



ნახ. 127. მრუდმხარას ორი სახიჯათო მდგომარეობა.

პირველ შემთხვევაში ლილვზე მოქმედი ძალა

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z \quad (235)$$

სადაც p_z არის აირის უდიდესი წნევა;

D — ცილინდრის დიამეტრი.

მეორე შემთხვევაში ბარბაცის სიგრძივ მოქმედი P_z' ძალა წარმოადგენს P ძალის მდგენელს: მათ შორის არსებობს დამოკიდებულება

$$P_z' = \frac{P}{\cos \beta} \quad (236)$$

სადაც P არის აირის წნევით შექმნილი დგუშზე მოქმედი ძალა.

P_z' ძალა, მრუდმხარას სატაცის ცენტრში მისი გადატანის შემდეგ, დაიშლება ორ T და Z მდგენელად. სქემის მიხედვით გვეჩვენება.

მხები ძალა

$$T = P_z' \sin(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta):$$

რადიალური ძალა

$$Z = P_1 \cos(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos\beta} \cos(\alpha + \beta).$$

თუ პირველი ტოლობის საფუძველზე შევადგენთ მხები ძალების დიაგრამას, შევძლებთ ვიპოვოთ მეორე სახიფათო შემთხვევის შესაბამისი α კუთხის მნიშვნელობა, რომლის დროსაც T ძალა მაქსიმალურ სიდიდეს აღწევს. საშუალოდ α კუთხე შეადგენს 34° -ს, ხოლო β კუთხე 9° -ს.

საეარაუდლო გაანგარიშებისათვის შეიძლება მივიღოთ:

$$T = Z = 0,7 P_2.$$

საბარბაცე ყელზე წნევას ქმნის P_1 და S' ძალები, რომელთა ტოლქმედია R ძალა (ნახ. 128 ა). აღსანიშნავია, რომ აქ ცენტრიდანული S' ძალა შექმნილია ბარბაცას მხოლოდ იმ მასით, რომელიც მიეკუთვნება მბრუნავ ნაწილებს; მაშასადამე, მივიღებთ:

$$S' = m'_2 r \omega^2,$$

სადაც m_2 არის ბარბაცას მასის ის ნაწილი, რომელიც მიეკუთვნება მბრუნავ ნაწილებს;

r — მრუდმხარას რადიუსი;

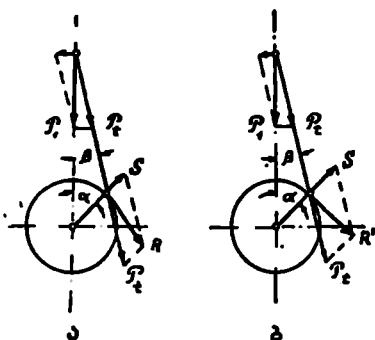
ω — მრუდმხარას ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

ძირითად ყელზე წნევა შეიქმნება P_1 და S ძალებით, რომელთა ტოლქმედია R' ძალა (ნახ. 128 ბ). აქ S შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასებით შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალაა და გამოისახება.

$$S = (m_h + m'_2) r \omega^2,$$

სადაც m_h არის ლილვის მუხლის შეუწონასწორებელი მასა, დაყვანილი r რადიუსზე;

m'_2 — ბარბაცას მასის ის ნაწილი, რომელიც მბრუნავ ნაწილებს მიეკუთვნება.



ნახ. 128. წნევა საბარბაცე ყელზე (ა) და ძირითად ყელზე (ბ).

აღსანიშნავია, რომ თუ ლილვს ექნება საპირწონე, S ძალა შე-
წონასწორდება და ყელზე წნევას შექმნის მხოლოდ P_1 ძალა.

ორივე განსახილველ შემთხვევაში P_1 ძალა უნდა გამოვიტვალოთ
გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალების გათვა-
ლისწინებით. მისი სიდიდე იქნება:

$$P_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} = \frac{P+X}{\cos \beta},$$

სადაც P არის აირის წნევით შექმნილი ძალა.

X — გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის
ძალა.

მუხლა ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშება

მუხლა ლილვის კონსტრუქციული გაფორმება არსებული ძრა-
ვების საფუძველზე შედგენილი სტატისტიკური მასალის მიხედვით
წარმოებს; წინასწარ აწესებენ მის ძირითად ზომებს, რომლებიც შემ-
დეგ ზუსტდება ლილვის სხვადასხვა კვეთში ძაბვების გაანგარიშების
გზით.

მუხლა ლილვის სქემა უნდა უზპასუხებდეს ძრავას საერთო კონ-
სტრუქციას და შეეხება ამგებოდეს ცილინდრების განლაგებას.

არსებობს მუხლა ლილვის სიმტკიცის გაანგარიშების მრავალი
მეთოდი, მაგრამ არც ერთი მათგანი ძაბვების განაწილების ნამდვილ
სურათს არ იძლევა. ზოგი ავტორი ლილვს იხილავს, როგორც გაუქ-
რელ ძელს მასზე მოქმედი შეყურსული ან თანაბრად განაწილებული
დატვირთვით, ზოგი კი — როგორც გაჭრილ ძელს თავისუფალი ან
დამაგრებული საყრდენებით.

პრაქტიკული გამოყენებისათვის ხელსაყრელია შევარჩიოთ ის
მეთოდი, რომელიც მდიდარია სტატისტიკური მონაცემებით.

დამზადებული მუხლა ლილვი უნდა იყოს საკმარისად ხისტი,
სიხისტე ამცირებს ლილვის დეფორმაციას და, მაშასადამე, სამუშაო
ზედაპირის ცვეთას. გარდა ამისა, ხისტი ლილვი ხასიათდება საკუთა-
რი რხევების მაღალი სიხშირით, რაც ბრუნვითი რხევების რეზონანს-
ის შექმნის შესაძლებლობას ამცირებს (ე. ი. გადაადგილებს კრი-
ტიკულ ბრუნთა რიცხვს).

ლილვის სიხისტის გაზრდის მიზნით ცდილობენ, შესაძლებლო-
ბის ფარგლებში, გაადიდონ ყელის დიამეტრი და შეამცირონ მისი
სიგრძე.

მუხლა ლაღვის ძირითადი ზომები ცოლინდრის დამბეგრთან შედარებით

ცხრილი 5.

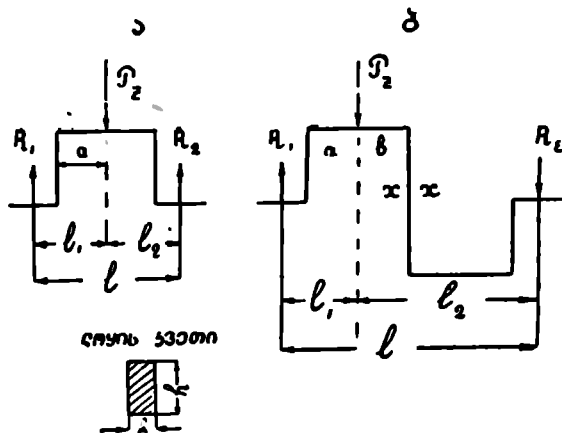
მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	ძირითადი კულის სიგრძე									მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი
		1	2	3	4	5	6	7	8	9					
		მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი	მუხლა ლაღვის ტიპი					
1. ოთხკუთხედიანი ძრავის ორსაყრდენიანი ლაღვი	0,59	0,80	1,00	—	—	—	—	—	—	—	0,65	0,65	0,80	0,28	0,38
2. ოთხკუთხედიანი ძრავის სამსაყრდენიანი ლაღვი	0,57	0,67	0,78	0,78	—	—	—	—	—	—	0,57	0,61	0,70	0,30	0,40
3. ოთხკუთხედიანი ძრავის ხუთსაყრდენიანი ლაღვი	0,60	0,52	0,33	0,52	0,33	0,60	—	—	—	—	0,53	0,51	0,85	0,18	—
4. ექვსკუთხედიანი ძრავის ორსაყრდენიანი ლაღვი	0,67	0,65	0,65	0,65	0,80	—	—	—	—	—	0,63	0,19	0,78	0,38	0,45
5. ექვსკუთხედიანი ძრავის შვიდსაყრდენიანი ლაღვი	0,63	0,63	0,63	0,34	0,61	0,36	0,63	—	—	—	0,61	0,44	0,91	0,25	—
6. რვაკუთხედიანი ძრავის ხუთსაყრდენიანი ლაღვი	0,78	0,78	0,75	0,81	0,83	0,85	—	—	—	—	0,70	0,43	0,60	0,24	0,60
7. რვაკუთხედიანი ძრავის ცხრასაყრდენიანი ლაღვი	0,63	0,65	0,41	0,50	0,41	0,59	0,41	0,50	0,41	0,74	0,63	0,40	—	0,20	—

მე-5: ცხრილში, არსებული ძრავების გამოცდის საფუძველზე შედგენილი სტატისტიკური მასალის შესაბამისად, მოცემულია მუხლა ლილვის სხვადასხვა ელემენტის ზომები.

ცხრილში ზომები მოცემულია ცილინდრის დიამეტრთან შედარებით.

ცხრილში მოყვანილი მონაცემების მიხედვით მუხლა ლილვის საყარაულო ზომების დადგენის შემდეგ ახდენენ მის სხვადასხვა კვეთში ძაბვების შემოწმებას.

გაანგარიშება წარმოებს ყველაზე მეტად გავრცელებული მეთოდით, როდესაც მუხლა ლილვს იხილავენ, როგორც გაკრილ ძეხს მის ყელზე მოქმედი შეყურსული ძალით და თავისუფალი საყრდენებით.



ნახ. 129. ესეიზო მუხლა ლილვის გასაანგარიშებლად (პირველი სახიფათო შემთხვევა).

როგორც აღვნიშნეთ, ძაბვების გამოთვლა უნდა ვაწარმოოთ ორი სახიფათო შემთხვევისათვის.

ჯერ განვიხილოთ პირველი სახიფათო შემთხვევა (ნახ. 129), როდესაც მრუდმხარას მდგომარეობა ეთანადება ზედა მკვდარ წერტილს და მასზე მოქმედებს აირების წნევით შექმნილი მაქსიმალური ძალა.

საყრდენებში შექმნილი რეაქციები იქნება

$$R_1 = \frac{P_2 l_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad R_2 = \frac{P_2 l_1}{l_1 + l_2}$$

საბარბაცე და ძირითად ყელზე მოდებული მლუნავი მომენტი

$$M_b = R_1 l_1 = R_2 l_2 = \frac{P l_1 l_2}{l_1 + l_2}.$$

საბარბაცე ყელის წინალობის მომენტი ლუნვის დროს

$$W' = 0,1 d_3^3,$$

ძირითადი ყელის წინალობის მომენტი კი

$$W'' = 0,1 d_2^3.$$

საბარბაცე ყელის კვეთში მოქმედი ლუნვის ძაბვა

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W'} = \frac{P_2 l_1 l_2}{(l_1 + l_2) 0,1 d_3^3}. \quad (237)$$

ძაბვა ძირითად ყელში კი

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W''} = \frac{P_2 l_1 l_2}{(l_1 + l_2) 0,1 d_2^3}. \quad (238)$$

ყელების შემაერთებელი ლოყა განიცილის ლუნვასა და კუმშვას. მოკლე ლოყაზე მოდებული მლუნავი მომენტი

$$M_b = R_1 (l_1 - a).$$

წინალობის მომენტი ლოყის კვეთისათვის (ნახ. 129.)

$$W = \frac{hb^3}{6}.$$

ლუნვის ძაბვა ლოყისათვის

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 R_1 (l_1 - a)}{hb^3}. \quad (239)$$

კუმშვის ძაბვა

$$\sigma_2 = \frac{P_2}{2bh}. \quad (240)$$

ლოყაზე მოქმედი ტოლქმედი ძაბვა

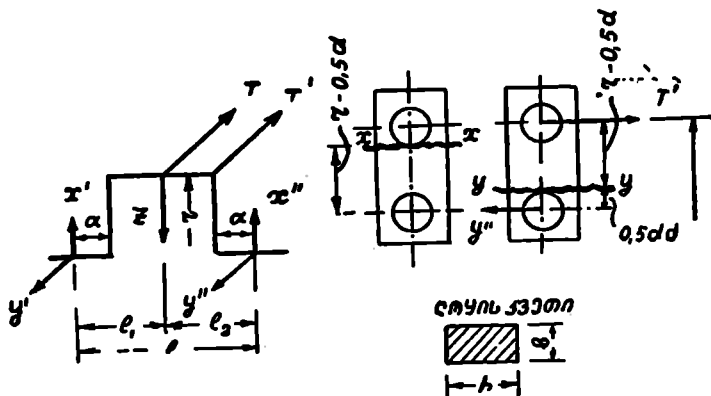
$$\sigma = \sigma_b + \sigma_2.$$

თუ ორ საყრდენს შორის ორი საბარბაცე ყელი გვაქვს (ნახ. 129, ბ), მაშინ მლუნავი მომენტი გრძელი ლოყისათვის გამოითვლება ტოლობიდან

$$M_b = R_1(l_1 + b) - P_2 b.$$

ახლა განვიხილოთ მეორე სახიფათო შემთხვევა (ნახ. 130'), როდესაც ლილვი შემობრუნებულია α კუთხით და მასზე მოქმედებს პაქ-სიმალური მხები ძალა T და რადიალური ძალა Z .

გაანგარიშებისათვის მივიღოთ, რომ მარჯვენა ძირითად ყელზე დასმულია მქნევარა.



ნახ. 130. ესეიზო მუხლა ლილვის გასაანგარიშებლად (მეორე სახიფათო შემთხვევა).

საყრდენებში წარმოქმნილი Z ძალის რეაქციებია

$$x' = \frac{Zl_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad x'' = \frac{Zl_1}{l_1 + l_2}.$$

საყრდენებში აგრეთვე ერთდროულად წარმოიქმნება T ძალის რეაქციები.

$$y' = \frac{Tl_2}{l_1 + l_2} \quad \text{და} \quad y'' = \frac{Tl_1}{l_1 + l_2}.$$

განვიხილოთ მუხლა ლილვის ელემენტები ცალ-ცალკე.

1. საბარბაცე ყელო. T ძალით გამოწვეული მღუნავი მომენტი იქნება

$$M_{bT} = y'l_1 = \frac{Tl_1l_2}{l_1 + l_2},$$

Z ძალით გამოწვეული მლუნავი მომენტი კი

$$M_{b_z} = x'l_1 = \frac{Zl_1l_2}{l_1+l_2}$$

საბარბაცე ყელის კვეთის წინალობის მომენტი ღუნვის დროს

$$W = 0,1 d^3.$$

სათანადოდ მივიღებთ T და Z ძალებით გამოწვეულ ძაბვებს

$$\sigma_{bT} = \frac{M_{bT}}{W} \quad \text{და} \quad \sigma_{bz} = \frac{M_{bz}}{W}.$$

ღუნვის ტოლქმედი ძაბვა

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_{bT}^2 + \sigma_{bz}^2}. \quad (241)$$

ღუნვასთან ერთად საბარბაცე ყელი განიცდის გრეხას მომენტით

$$M_d = y'r = \frac{Tl_2r}{l_1+l_2}$$

ყელის კვეთის წინალობის მომენტი გრეხის დროს

$$W = 0,2 d^3.$$

საბარბაცე ყელზე მოქმედი გრეხის ძაბვა

$$\sigma_d = \frac{M_d}{W}.$$

ღუნვისა და გრეხის ტოლქმედი ძაბვა გამოითვლება ტოლობიდან.

$$\sigma_t = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_d^2}. \quad (242)$$

2. მ ა რ ც ხ ე ნ ა ლ ო ყ ა. განსახილველ შემთხვევაში სახიფათო კვეთი მოთავსებული იქნება საბარბაცე ყელთან (კვეთი X—X, ნახ. 130:).

მლუნავი მომენტი, შექმნილი, T ძალით,

$$M_{bT} = y'r (r - 0,5 d_2),$$

შესაბამისი წინალობის მომენტი

$$W = \frac{bh^3}{6}.$$

მლუნავი მომენტი, შექმნილი Z ძალით,

$$M_{bz} = x'a,$$

შესაბამისი წინალობის მომენტი

$$W'' = \frac{hb^2}{6}.$$

T და Z ძალებით შექმნილი ლუნვის ძაბვები გამოისახება

$$\sigma_{bT} = \frac{M_{bT}}{W''} \quad \text{და} \quad \sigma_{bz} = \frac{M_{bz}}{W''}.$$

ლუნვის ტოლქმედი ძაბვა

$$\sigma_b = \sigma_{bT} + \sigma_{bz}.$$

ლუნვის გარდა, ლოყა განიცდის გრეხას მომენტით

$$M_d = y' a.$$

ლოყის კვეთის წინალობის მომენტი გრეხის დროს

$$W = \frac{bh^2}{4,5}$$

და გრეხის ძაბვა იქნება

$$\sigma_{d1} = \frac{M_d}{W}.$$

მარცხენა ლოყის კვეთში მოქმედი ტოლქმედი ძაბვა გამოითვლება (242) ფორმულით.

3. მ ა რ ჯ ე ნ ა ლ ო ყ ა. განსახილველ შემთხვევაში უნდა გაითვალისწინოთ მქნევარას მოქმედება, რისთვისაც სქემაზე (ნახ. 130) ნაჩვენებია პირობით მოდებული ძალა T' , გამოთვლილი ტოლობიდან

$$T' = \frac{M}{r}.$$

სადაც M ძრავას საშუალო მაბრუნე მომენტია.

სახიფათო კვეთი მოთავსებულია ძირითად ყელთან (კვეთი $X-X$, ნახ. 130).

T და T' ძალებით შექმნილი მლუნავი მომენტი

$$M_{bT} = y'' 0,5d_1 + T' (r - 0,5d_1).$$

Z ძალით შექმნილი მლუნავი მომენტი კ

$$M_{bz} = x'' a = \frac{Zl_1 a}{l_1 + l_2}.$$

გარდა ამისა, მარჯვენა ლოყაზე მოდებულია მგრები მომენტი

$$M_d = y' a = \frac{T l_1 a}{l_1 + l_2}$$

მომენტების გაანგარიშების შემდეგ დაბევები მარჯვენა ლოყაზე გამოითვლება ისევე, როგორც ზემოთ განხილული მარცხენა ლოყისათვის.

4. ძირითადი ყელი. ძირითადი ყელი განიცდის ღუნვასა და გრებს.

T ძალით შექმნილი მღუნავი მომენტი

$$M_{bT} = y'' a = \frac{T l_1 a}{l_1 + l_2};$$

Z ძალით შექმნილი მღუნავი მომენტი

$$M_{bz} = x'' a = \frac{Z l_1 a}{l_1 + l_2}$$

წინალობის მომენტი

$$W = 0,1 (d_2^3).$$

შესაბამისი დაბევები

$$\sigma_{bT} = \frac{M_{bT}}{W} \quad \text{და} \quad \sigma_{bz} = \frac{M_{bz}}{W}.$$

ღუნვის ტოლქმედი დაბვა გამოითვლება ტოლობიდან.

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_{bT}^2 + \sigma_{bz}^2}.$$

ძირითად ყელზე მოდებული მგრები მომენტი შეიძლება ეიპოვოს ტოლობიდან

$$M_d = (T + T') r,$$

კვეთის წინალობის მომენტი

$$W = 0,2 d_2^3,$$

გრების დაბვა კი

$$\sigma_d = \frac{M_d}{W} = \frac{(T + T') r}{0,2 d_2^3}.$$

ღუნვისა და გრების ტოლქმედი დაბვა გამოითვლება (242) ტოლობის საფუძველზე.

ზოგ ქვეყანაში მუხლა ლილვის გაანგარიშებიანათვის იყენებენ ემპირიულ ფორმულებს. მაგალითად, მუხლა ლილვის საბარბაეცე ყე-ლის საანგარიშოდ ფართოდ გავრცელდა გერმანული ფორმულა

$$d_h = \sqrt[3]{D^2 \left(\frac{Sp_1}{\alpha} + \frac{Lp_2}{650} \right) C_1 C_w} \text{ სმ,}$$

სადაც D სმ და S სმ ცილინდრის დიამეტრია და დგუშის სვლა;

L სმ — მანძილი საყრდენებს შორის;

p_1 კგ/სმ² — საშუალო ინდიკატორული წნევა;

p_2 კგ/სმ² — აირის მაქსიმალური წნევა;

$$C_w = \frac{42}{42 + 213 (\sigma_b - 42)} - \text{მისალის კოეფიციენტი დროებითი წი-
ნაღობით } \sigma_b \text{ კგ/სმ}^2;$$

C და α — შემასწორებელი კოეფიციენტები.

ლილვის ყელის d_h დიამეტრის მიხედვით ლებულობენ. რომ:

ლოყის სიგანე $b \geq 1,32 d_h$;

აღტელის რადიუსი $\rho \geq 0,06 d_h$.

გავრცელებულია აგრეთვე ინგლისური ფორმულა:

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{D^2 (p_2 L + C_1 p_1 S) 14,22}{10000} C_w} \text{ სმ.}$$

ზემონაჩვენები ფორმულების გამოყენება გართულებულია შე-მასწორებელი კოეფიციენტების შერჩევით.

ყელის ზედაპირზე კუთრი წნევის განსაზღვ-რა. წნევა ლილვის როგორც საბარბაეცე, ისე ძირითად ყელზე ციკ-ლის განმავლობაში იცვლება მინიმუმიდან მაქსიმუმამდე; ამის მიხედ-ვით ყელის ზედაპირი ერთნაირად არ იტვირთება და მასზე გამოიყოფა მეტად ან ნაკლებად დატვირთული უბნები. ჩვენი მიზანია გავიანგარი-შოთ ყელზე მოქმედი მაქსიმალური და საშუალო კუთრი წნევის სი-დიდეები და გამოვარკვიოთ დატვირთვის განაწილება ყელის ზედა-პირზე.

როგორც აღვნიშნეთ (ნახ. 128'), საბარბაეცე ყელზე წნევას ქმნის P და S ძალები, რომელთა ტოლქმედია R .

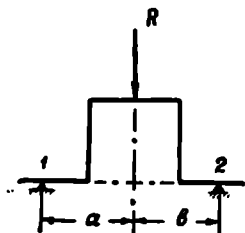
131-ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ციკლის განმავლობა-ში R ძალის ცვალებადობის დიაგრამა ერთ-ერთი ოთხტაქტიანი ძრავ-ისათვის.

დიაგრამის სიგრძეზე მისი ფართობის გაყოფით ადვილად ვიპო-ვით საბარბაეცე ყელზე მოსული საშუალო წნევის სიდიდეს ($R_{სშ}$).

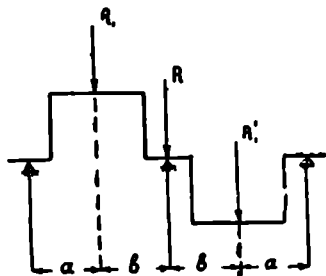
მაგალითად, სქემაზე ნაჩვენებ შემთხვევისათვის შუა ძირითად საკისარზე მოსული დატვირთვა გამოითვლება ტოლობიდან

$$R = \frac{R'a}{a+b} + \frac{R'_1a}{a+b} \quad (245)$$

ზემომოყვანილი მსჯელობა შეიძლება გავრცელდეს ყველა ნებისმიერ შემთხვევაზე და ცილინდრების მუშაობის რიგის შესაბამისად განისაზღვროს ყოველი საკისრის დატვირთვა. მიღებული მონაცემების მიხედვით ავაგებთ ძირითად საკისარზე მოსული დაწნევის დიაგრამას და ეპოვიტ R'_{max} და $R'_{სა}$ სიდიდეებს.



ნახ. 132. ძალის განაწილება ძირითად საკისრებზე.



ნახ. 133. ძირითადი საკისარი ორ საბარბაცე უელს შორის.

საბარბაცე და ძირითად ყელეებზე. მოქმედი წნევის ძალის გამოანგარიშების შემდეგ ეპოვობთ საკისარზე მოსულ მაქსიმალურ და საშუალო კუთრ წნევას შემდეგი ტოლობებიდან:

საბარბაცე ყელისათვის:

$$q_{max} = \frac{R_{max}}{d_b l_b}$$

და

$$q_{სა} = \frac{R_{სა}}{d_b l_b};$$

ძირითადი ყელისათვის.

$$q_{max} = \frac{R'_{max}}{d_s l_s}$$

და

$$q_{სა} = \frac{R'_{სა}}{d_s l_s}.$$

მუხლა ლილვის გრეხითი რხევები

ყოველი მუხლა ლილვი წარმოადგენს დრეკად ელემენტს, რომელიც ძრავას მუშაობის დროს პერიოდულად მოქმედი ძალების გავლენით განიცდის გრეხას.

თუ წარმოვიდგინოთ, რომ ლილვის ერთ ბოლოზე დასმულია დიდი ინერციის მომენტის მქონე მქნევეარა, რომელიც ბრუნავს თითქმის თანაბრად და ამით თითქოს ქმნის ღეროს ბოლოს ყრუ დამაგრებას, მაშინ ლილვის მეორე მხარეზე ბარბაცას მოქმედებით მივიღებთ ლილვის გრეხას განსაზღვრული კუთხით. მოქმედი ძალის მოცილების შემდეგ მასალის დრეკადობის გამო ლილვი რხევით მოძრაობაში მოდის და ასრულებს რამდენიმე გრეხით (წრიულ) რხევას.

მოქმედი გარეგანი ძალის ხასიათის მიხედვით შეიძლება მივიღოთ სისტემის ორგვარი რხევა.

თუ მოქმედი გარეგანი ძალის ხასიათი ისეთია, რომ ის თავისი მოქმედებით იწვევს ლილვის გრეხას, რის შემდეგ მისი მოქმედება სწრაფად ისაობა და ლილვი ისევ თავისუფალი რჩება, მაშინ ლილვში წარმოიქმნება ეგრეთ წოდებული „თავისუფალი რხევა“, რომელსაც ზოგი ავტორი „საკუთარ რხევას“ უწოდებს. საკისრებში არსებული ხახუნისა და მასალის შიგამოლეკლური ხახუნის ძალები წინაღობას უწევენ თავისუფალ რხევას და იწვევენ მის სწრაფ ჩაქრობას.

თუ გარეგანი ძალა მუდმივად მოქმედებს და დროის მიხედვით პერიოდულად იცვლება, მაშინ ლილვში წარმოიქმნება ეგრეთ წოდებული „იძულებითი რხევა“. თავისუფალი რხევისაგან განსხვავებით იძულებითი რხევა არ ქრება დროის მიხედვით და ლილვი განიცდის გრეხითს რხევებს მანამ, სანამ არ მოისპობა გარეგანი ძალის მოქმედება.

მუხლა ლილვის თავისუფალი რხევების სახშირე (k) დამოკიდებულია ლილვის სიხისტეზე და მასთან შებმულ მასებზე, იძულებითი რხევების სიხშირე კი (γ . ი. ამგზნები, პერიოდულად მოქმედი ძალის მოქმედების სიხშირე) ცილინდრებში ფეთქების სიხშირის ტოლი იქნება. ამრიგად, შეიძლება დავწეროთ

$$\text{ოთხტაქტიანი ძრავასათვის } k_1 = \frac{in}{2} \text{ რხევა/წთ;} \quad (246)$$

$$\text{ორტაქტიანი ძრავასათვის } k_1 = in \text{ რხევა/წთ,} \quad (247);$$

სადაც k_1 არის იძულებითი რხევების სიხშირე:

i — ცილინდრების რაოდენობა;

n — ძრავას ბრუნთა რიცხვი, წთ.

თუ იძულებითი რხევის სიხშირე თანხვდა თავისუფალი რხევის სიხშირეს ან გახდა მისი ჯერადი, მივიღებთ რეზონანსს.

ამრიგად, რეზონანსი გვექნება მაშინ, როდესაც

$$k = Ak_1, \quad (248)$$

სადაც A მთელი რიცხვია.

პირველი და ყველაზე მეტად საშიში რეზონანსი ეთანადება პირობას, როდესაც თავისუფალი რხევების სიხშირე უდრის იძულებითი რხევის სიხშირეს ($A=1$).

მუხლა ლილვის რეზონანსის შესაბამის ბრუნთა რიცხვს ძრავას კრიტიკული ბრუნთა რიცხვი ეწოდება.

ძრავას კრიტიკული ბრუნთა რიცხვები მოიძებნება (246), (247) და (248) ტოლობებიდან, რომელთა საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ

$$\text{ოთხტაქტიანი ძრავასათვის } n_{კ} = \frac{2k}{A_i} \text{ ბრ/წთ};$$

$$\text{ორტაქტიანი ძრავასათვის } n_{კ} = \frac{k}{A_i} \text{ ბრ/წთ}.$$

თუ ერთ-ერთი კრიტიკული ბრუნთა რიცხვი მოხვდება ძრავას სამუშაო სიჩქარეების ინტერვალში, მუხლა ლილვი ხშირად იმუშავებს რეზონანსის პირობებში, რასაც თან მოჰყვება ცვალებადი ნიშნის შქონე დამატებითი ძაბვების წარმოქმნა და შესაძლებელია ლილვის გატეხაც.

ყველაზე მეტად საშიშია პირველი კრიტიკული ბრუნთა რიცხვი ($A=1$), ნაკლებად საშიშია მეორე და მესამე კრიტიკული ბრუნთა რიცხვები და თითქმის შეუმჩნეველია მეოთხე და განსაკუთრებით მისი მომდევნო კრიტიკული ბრუნთა რიცხვები.

კრიტიკული ბრუნთა რიცხვით ძრავას მუშაობის დამახასიათებელი ნიშნებია:

1) უთანაბრო მუშაობა, რასაც თან ერთვის გაძლიერებული დარტყმები და ძრავას ვიბრაცია. ბრუნთა რიცხვის მომატებით ან მოკლებით ეს ნიშნები სწრაფად ისპობა;

2) მუხლა ლილვის ვაცხელება, რასაც იწვევს შიგამოლეკულური ხახუნის შედეგად გამოყოფილი სითბო.

პრაქტიკაში აღრიცხულია ისეთი შემთხვევები, როდესაც ლილვი იმდენად ცხელდებოდა, რომ იწყებოდა საკისრების ჩამოდნობა;

3) სიმძლავრის ვარდნა, რაც აიხსნება გრეხითი რხევების დროს შიგამოლეკულურ ხახუნზე და ძრავას ვიბრაციით შექმნილ დამატებით წინაღობათა დაძლევაზე სიმძლავრის ხარჯვით.

მუხლა ლილვის გაანგარიშება გრეხითი რხევების თვალსაზრისით ითვალისწინებს:

- 1) კრიტიკულ ბრუნთა რიცხვების განსაზღვრას;
- 2) ყოველი კრიტიკული ბრუნთა რიცხვის საშიშროების ხარისხის გამორკვევას;
- 3) კრიტიკული ბრუნვების დაპირისპირებას ძრავას სამუშაო სიჩქარეებთან და ამის მიხედვით დემფერის (გრეხითი რხევების ჩამქრობის) გამოყენების საჭიროების დადგენას.

ყველა ჩამოთვლილი საკითხი დაწვრილებით განხილულია მასალათა გამძლეობის სპეციალურ უკრსში.

გრეხითი რხევების ექსპერიმენტული შესწავლისათვის არსებობს სპეციალური ხელსაწყოები (ტორსიოგრაფი და ტორსიონდიკატორი). ამ ხელსაწყოების დახმარებით შეიძლება კრიტიკული ბრუნთა რიცხვის მნიშვნელობის ზუსტი დაწესება.

თეორიულად გამოთვლილი კრიტიკული ბრუნთა რიცხვები ჩვეულებრივად რამდენიმედ განსხვავდება ექსპერიმენტული წესით განსაზღვრულ, ნამდვილ კრიტიკულ ბრუნთა რიცხვისაგან, რადგანაც შიგამოლეკულური ხახუნი და ხახუნი საკისრებში იწვევს რხევის დამუხრუჭებასა და მის თანდათანობით მიღევას.

თუ მუხლა ლილვის საშიში კრიტიკული ბრუნთა რიცხვები მოხვდება ძრავას სამუშაო სიჩქარეების ინტერვალში, კონსტრუქტორი ვალდებულია მიიღოს რაიმე ღონისძიება. მაგალითად, კონსტრუქტორს შეუძლია რამდენიმედ გაზარდოს ლილვის სიხისტე (ყელის დიამეტრის გაზრდით) და ამით გაზარდოს თავისუფალი რხევების სიხშირე და მაშასადამე, კრიტიკული ბრუნთა რიცხვიც და თავი დააღწიოს საშიშ რეზონანსს. თუ ასეთი ღონისძიება საკმარისი არ აღმოჩნდა, მაშინ საჭიროა ლილვზე მოეწყოს რხევების მიმღევი მოწყობილობა — დემფერი.

დემფერის მოქმედების პრინციპი დამყარებულია რხევითი მოძრაობის ენერგიის ნაწილობრივ შთანთქმაზე. დემფერის მოქმედება შეიძლება განვიხილოთ, როგორც საკისრებში ხახუნისა და გრეხისდროს მიღებული შიგამოლეკულური ხახუნის დამამუხრუჭებელი მოქმედების გაძლიერება.

§ 6. ცილინდრი და ცილინდრის მასრა

ცილინდრი (ან მასრა) იღებს დატვირთვას მასში მყოფი აირის წნევისა და დგუშის გვერდითი დაწნევისაგან. გარდა ამისა, ცილინდრი განიცდის აირის მაღალი ტემპერატურის გავლენას.

აირის წნევით შექმნილი ძაბვა ზუღამ სკარბობს დგუშის გვერდითი დაწნევით შექმნილ ძაბვას; ამასთანავე, ეს ძაბვები მაქსიმუმს აღწევს სხვადასხვა დროს და, მაშასადამე, არ იკრიბებიან. ამ მიზეზების გამო ცილინდრის (ან მასრის) გაანგარიშებას აწარმოებენ მხოლოდ აირის წნევის გათვალისწინებით და მხედველობაში არ იღებენ დგუშის გვერდით დაწნევას.

ცილინდრში მყოფი აირები ცდილობენ გაგლიჯონ ის. თუ განვიხილავთ ცილინდრის გაგლეჯის შესაძლებლობას მისი შემქმნელის სიგრძეზე, მაშინ გამგლეჯი ძალა

$$P = p_1 D l,$$

სადაც p_1 არის აირის უდიდესი წნევა:

D — ცილინდრის შიგა დიამეტრი;

l — ცილინდრის სამუშაო სიგრძე.

ამ ძალვას იღებს ცილინდრის კედლები, რის გამოც მათში წარმოიქმნება გაგლეჯის ძაბვა

$$\sigma_z = \frac{P}{2\delta_1 l} = \frac{p_1 D}{2\delta_1}, \quad (249)$$

სადაც δ_1 არის კედლის საანგარიშო სისქე.

ცილინდრის გაგლეჯის დროს მისი ღერძის მართობ სიბრტყეში მოქმედი ძაბვა σ_z -თან შედარებით მცირეა, რის გამოც ასეთ შემთხვევას ცალკე არ განიხილავენ.

თუჯის ცილინდრებისათვის ეს ძაბვა დასაშვებია 40 მნ/მ²-მდე,

ფოლადის ცილინდრებისათვის კი 100 მნ/მ²-მდე.

საკიროა განვასხვავოთ ცილინდრის კედლის საანგარიშო და ნამდვილი სისქე (δ_1 და δ). ნამდვილი სისქის გაანგარიშების დროს საანგარიშო სისქეს აძლევენ განსაზღვრულ ნამატს და იღებენ

$$\delta = \delta_1 + \Delta\delta.$$

აქ $\Delta\delta$ ითვალისწინებს სიზუსტის დარღვევას დამზადების დროს და რემონტის შემთხვევაში ცილინდრის გაჩარხვის შესაძლებლობას. საშუალო ზომის ძრავებისათვის იღებენ $\Delta\delta = 2$ მმ.

ჩვეულებრივად ცილინდრის კედლის სისქე შეადგენს 6-8 მმ.

აირის განაწილება

§ 1. აირის განაწილება ოთხტაქტიან კანონში.

განმანაწილებელი მეთოდის კონსტრუქცია

აირის გამანაწილებელი სისტემის დანიშნულებაა, ცილინდოში მიმდინარე პროცესების შესაბამისად, ცილინდრში ახალი მუხტის შეშვებისა და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოშვების განხორციელება.

აირის გამანაწილებელმა მექანიზმმა უნდა უზრუნველყოს ცილინდრების რამდენადაც შეიძლება სრული შევსება და მათი ჭარგი გასუფთავება ნამუშევარი აირებისაგან.

ოთხტაქტიანი ძრავას ყოველ ცილინდრს უნდა ჰქონდეს ორი ხერტილი: ერთი — საწვავი ნარევის ან ჰაერის შესაშვებად, მეორე კი — ნამუშევარი აირის გამოსაშვებად. ძრავას მუშაობის განხორციელებისათვის საჭიროა მოვახდინოთ ამ ხერტილების თავისდროული დახურვა და გაღება; ამავ დროს ეს პროცესები უნდა სრულდებოდეს რაც შეიძლება სწრაფად და ზუსტად.

შემშვები და გამომშვები ხერტილების მართვა შეიძლება მკვეთარებით ან სარქველებით. ამის მიხედვით არჩევენ: მკვეთარებიან განაწილებელ მექანიზმს და სარქველებიან გამანაწილებელ მექანიზმს.

თანამედროვე სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავებში თითქმის მუდამ იყენებენ სარქველებიან მექანიზმს, რომელიც ქვემოთაა განხილული.

სარქველები შეიძლება მოვათავსოთ ბლოკში (ცილინდრების გვერდით) ან კუმშვის კამერაში. ამის მიხედვით პირველს უწოდებენ გამანაწილებელ მექანიზმს გვერდითი სარქველებით (ნახ. 134 ა), მეორეს კი — გამანაწილებელ მექანიზმს ჩაკიდებული სარქველებით (ნახ. 134 ბ).

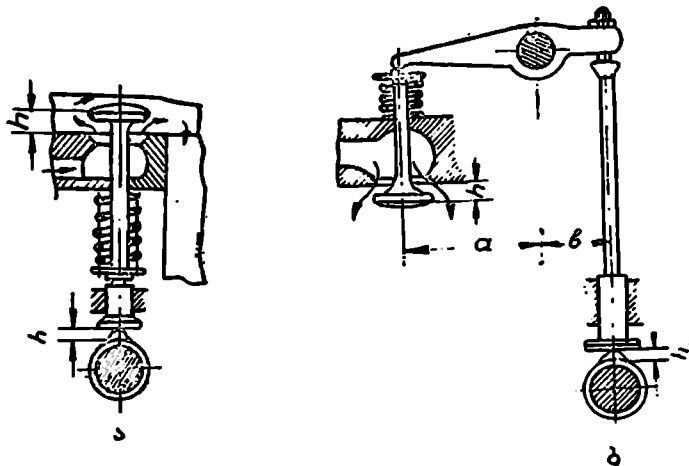
გვერდითი სარქველების გამოყენების დროს შეუძლებელი ხდება მცირე მოცულობის მქონე წვის კამერის შექმნა და, შესაბამისად, დიდი კუმშვის ხარისხის განხორციელება, რის გამო დიზელურში, როგორც წესი, ჩაკიდებულ სარქველებს იყენებენ.

გვერდითი სარქველების უპირატესობაა კონსტრუქციის სიმარტივე, კომპაქტურობა და მცირე ღირებულება.

გვერდით სარქველში გავლისას აირი უფრო მკვეთრად იცვლის მიმართულებას, ვიდრე ჩაკიდებულ სარქველში გავლის დროს, რის გამო გვერდითი სარქველები იძლევა გადიდებულ ჰიდრავლიკურ წინაღობას. ამ მოვლენის შესამცირებლად ხშირად გვერდით სარქველს რამდენადმე დახრილ მდგომარეობაში აყენებენ.

სარქველების განლაგებაზე დიდადაა დამოკიდებული წვის კამერის ფორმა. პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ ჩაკიდებული სარქველების გამოყენებით შესაძლებელია წვის კამერის უკეთესი ფორმის შექმნა.

ჩაკიდებული სარქველები ქმნის წვის კომპაქტურ კამერას; ამ მინიმუმამდეა დაყვანილი მანძილი სანთლის ელექტროდებიდან ყველაზე მეტად დაცილებულ წერტილამდე. გარდა ამისა, ასეთი კამერის ზედაპირის შეფარდება მის მოცულობასთან გამოდის ნაკლები, ვიდრე ასეთვე შეფარდება გვერდითი სარქველების მქონე ძრავას კამერისათვის.



ნახ. 134. გვერდითი და ჩაკიდული სარქველები.

ჩაკიდებული სარქველების ნაკლად მისი კონსტრუქციული სირთულე უნდა ჩაითვალოს. ამასთან, ჩაკიდებული სარქველების გამოყენება იწვევს ბლოკის სახურავის მასისა და გაბარიტების გადიდებას.

გვერდითსარქველებიან მექანიზმში შედის სარქველები, ზამბარები, ზამბარას სამაგრი დეტალები, მიმმართველი მილისები, მბიძკველები. მუშტა ლილვი და ამძრავი კბილანები.

ჩაკიდებულსარქველებიანი მექანიზმი დამატებით შეიცავს შტანგებს, მხრეულებსა და მხრეულის ლილვაკებს.

განვიხილოთ სარქველური მექანიზმის ზოგიერთი ნაწილი ცალ-ცალკე.

სარქველი. სარქველი მექანიზმის ძირითადი ნაწილია, რომელიც შემშვებ და გამომშვებ ხერეტილებს ხურავს. სარქველის ელემენტებია ზედა თავი, მომუშავე ნაწილი (ზოლურა) და ღერო.

სარქველის ზედა თავი უშუალო შეხებაშია ცილინდრში მყოფ აირთან, რის გამო ძრავას მუშაობის დროს სარქველი შესამჩნევად ცხელდება. ექსპერიმენტით დადასტურებულია, რომ ძრავას მუშაობის დროს შემშვები სარქველის ზედა თავი ცხელდება $300-400^{\circ}\text{C}$ -მდე, გამომშვები სარქველის ზედა თავი კი — $800-900^{\circ}\text{C}$ -მდე.

გამომშვები სარქველის გადიდებული ტემპერატურა იმის შედეგია, რომ განდევნის ტაქტის დროს მის დიდ ნაწილს ეხება ცილინდრიდან გამომავალი ცხელი აირი.

დიდ ტემპერატურამდე გამომშვები სარქველის გაცხელების გამო მის დასამზადებლად გამოსაყენებელი მასალა უნდა იყოს ცეცხლგამძლე და ინარჩუნებდეს თავის მექანიკურ თვისებებს მაღალი ტემპერატურის დროს. ასეთ მოთხოვნას კარგად აკმაყოფილებს სილქრომიანი ფოლადი.

შემშვები სარქველი მუშაობს უფრო ადვილ პირობებში, რის გამო მის დასამზადებლად გამოსაყენებელი მასალისადმი წაყენებული მოთხოვნები რამდენიმედ შემცირებულია.

გამომშვები სარქველების დასამზადებლად საბჭოთა ქარხნები იყენებენ ფოლადებს ЭА-1 , ЭСХБ და ЭСХН . შექმნები სარქველის დასამზადებლად კი — ფოლადს 40 XH .

წარმოების გამარტივების მიზნით ზოგ ქარხანაში ორივე სარქველს ერთნაირი მასალისაგან ამზადებენ.

სარქველის ღერო ნაკლებად ცხელდება და განიცდის ხახუნს მიმართველ მილისაში. რის გამოც მას უნდა ახასიათებდეს საკმარისი ცვეთადამძლეობა.

სარქველის სამუშაო ზედაპირი (ზოლურა) კეთდება დახრილი; დახრის კუთხეს იღებენ 30° ან 45° .

სარქველის მიერ განთავისუფლებული აირის გასავალი კვეთის ფართობი შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც წაკვეთილი კონუსის გვერდითი ზედაპირი, შემოწერილი h შემქმნელით (ნახ. 135)

თუ სარქველის აწევის სიმაღლეს აღვნიშნავთ h ასოთი, ხოლო წაკვეთილი კონუსის საშუალო დიამეტრს d_m ასოთი, მაშინ სქემის მ-

ხედვით (ნახ. 109) შეიძლება დავწეროთ

$$b = h \cos \varphi$$

და

$$d_m = d_2 + b \sin \varphi = d_2 + h \sin \varphi \cos \varphi$$

წაკეთილი კონუსის გვერდითი ზედაპირი იქნება

$$f = \pi d_m b$$

ან

$$f = \pi (d_2 + h \sin \varphi \cos \varphi) h \cos \varphi \quad (250)$$

კუთხეებისათვის $\varphi = 0^\circ$, $\varphi = 30^\circ$ და $\varphi = 45^\circ$ მივიღებთ:

$$f_0 = \pi d_2 h,$$

$$f_{30} = \pi h (0,866 d_2 + 0,375 h),$$

$$f_{45} = \pi h (0,707 d_2 + 0,353 h),$$

რაც უფლებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ

$$f_0 > f_{30} > f_{45}.$$

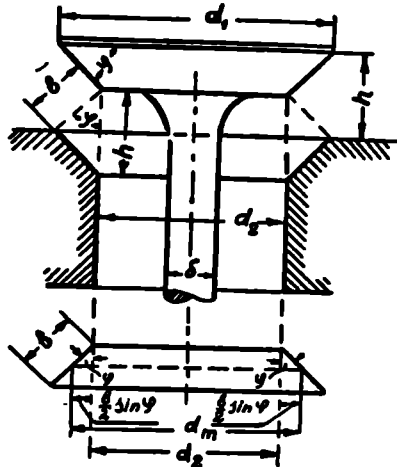
როგორც ვხედავთ, ამ თვალსაზრისით ხელსაყრელი ყოფილა ბრტყელი სარქელის გამოყენება ($\varphi = 0$), რადგანაც ის სარქელის დიამეტრისა და აწევის სიმაღლის იმავე სიდიდეებისათვის დახრილ სარქელებზე უფრო დიდ გასავალ კვეთს იძლევა.

მიუხედავად ამისა ბრტყელ სარქელებს არ იყენებენ, რადგანაც მათი ცუდი დაცენტრების გამო შეუძლებელი ხდება კარგი შემკიდროების მიღება.

გარდა ამისა, რაც უფრო მცირეა φ კუთხე, მით უფრო მკვეთრად იცვლის მიმართულებას აირი და ამით იქმნება მოძრაობის გაღიღებული წინაღობა.

სხვადასხვა დახრის მქონე სარქელებში აირის მოძრაობის მიმართულება ნაჩვენებია 136-ე ნახაზზე.

ჩაიკლებული სარქელებისათვის აირის პირდაპირი მიწოდების გამო უპირატესობა ეძლევა კუთხეს $\varphi = 30^\circ$, გვერდითი სარქელებისა-



ნახ. 135. სარქელის მიერ განთავსებული კვეთი.

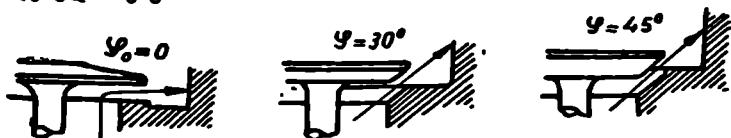
თვის კი, სადაც აირის მიმართულება მკვეთრად იცვლება. უმჯობესია კუთხე $\varphi = 45^\circ$.

სარქელის d_1 დიამეტრის შერჩევის დროს ხელმძღვანელობენ იმ მოსაზრებით. რომ, რაც მეტი იქნება სარქელის დიამეტრი, მით უფრო დიდი გამოვა აირის გასავალი კვეთი და, მაშასადამე, ნაყლები იქნება ჰიდრაულიკური წინაღობა.

მაგრამ სარქელის დიამეტრი შეზღუდულია კუმშვის კამერის მოცულობით, რომლის ზომები წინასწარ განსაზღვრულია და რომელშიც უნდა ჩაეტოოს ორი სარქველი.

თუ ძრავას აქვს კუმშვის დაბალი ხარისხი და ბრუნთა მცირე რიცხვი, მიზანშეწონილია გამოიყენებინოთ სარქელის დიამეტრის გადიდება შემწოვი სარქელის დიამეტრის შემცირების ხარჯზე.

ეს გარემოება შემდეგით აიხსნება: რადგანაც ძრავას აქვს დაბალი კუმშვის ხარისხი და, მაშასადამე, კუმშვის კამერის დიდი ფარდობითი მოცულობა, ამიტომ მოსალოდნელია ნარჩენი აირის გადიდებული რაოდენობა. გამოიყენებინოთ სარქელის გადიდება ასეთ ძრავაში ხელს შეუწყობს ნარჩენი აირის წნევისა და, მაშასადამე, მისი რაოდენობის შემცირებას. რაც შეეხება შემწევი სარქელის დიამეტრის შემცირებას, ეს აქ დიდ გავლენას არ მოახდენს, რადგანაც ძრავას დაბალ ბრუნთა რიცხვის გამო ცილინდრების შევსება მაინც დამაკმაყოფილებელი იქნება.



ნახ. 136. სხვადასხვა დაბრუნების მქონე სარქელებში აირის მოძირობის მიმართულება.

სწრაფსვლიანი, მალალი კუმშვის ხარისხის მქონე ფორსირებული ძრავასათვის მიზანშეწონილი ხდება შემწევი სარქელის დიამეტრის გადიდება გამოიყენებინოთ სარქელის დიამეტრის შემცირების ხარჯზე, რადგანაც აქ კუმშვის კამერის მცირე ფარდობითი მოცულობის გამო ნარჩენი აირის რაოდენობა შემცირებულია და პირველ რიგში დგება ცილინდრების კარგი შევსების საკითხი.

უნდა აღვნიშნოთ, რომ ხშირად ეს საკითხი საშუალებდორ წყდება და ორივე სარქელის დიამეტრი ერთი ზომის კეთდება.

დიდი ზომის ძრავებში (ძირითადად სტაციონარულ ძრავებში) სარქელის დიამეტრი გამოდის დიდი, რასაც თან სდევს სარქელის მასის გადიდება.

დიდი მასის მქონე სარქელის გამოყენება არაა ხელსაყრელი, რად-

განაც ის იძლევა ინერციის დიდ ძალებს და აგრეთვე ცხელდება მაღალ ტემპერატურამდე.

სარქვლის მასის შემცირების მიზნით ასეთ ძრავებში ზრდის სარქვლების რაოდენობას. მაგალითად, ერთი ცილინდრისათვის აკეთებენ ოთხ სარქველს, რომელთაგან ორი შემშვებია და ორი კი გამომშვები.

სარქვლის აწევის სიმაღლის დადგენისას ხელმძღვანელობენ იმ მოსაზრებით, რომ, რაც უფრო დიდი იქნება სარქვლის აწევის სიმაღლე. მით უფრო დიდი გამოვა გასავალი კვეთი, მაგრამ ერთდროულად გაიზრდება ინერციის ძალის სიდიდეც. ამ მიზეზის გამო მიმართავენ საკითხის საშუალო გადაწყვეტას.

სარქვლის ზომების შერჩევისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი თანათარლობანი (ნახ. :35):

$$d_2 = 0,87d_1;$$

$$h_1 = (0,16 \div 0,25)d_2;$$

$$\delta = (0,2 \div 0,3)d_1.$$

სითბოს კარგი გადაცემისა და ჰიდრაულიკურ წინაღობათა შემცირების მიზნით საჭიროა სარქვლის ლეროდან თავზე გადასვლა გაკეთდეს მდოვრული.

მიმართველი მილისა, რომელშიაც მოძრაობს სარქვლის ლერო. თითქმის მუდამ შზადდება თუჯისაგან, რადგანაც მას აქვს ცვეთის დიდი წინაღობა.

ზ ა მ ბ ა რ ა. ზამბარას დანიშნულებაა სარქვლის მჭიდრო ჩასმა ბუდეში და ინერციის ძალების მიღება. ჩვეულებრივ, ერთ სარქველზე აყენებენ ერთ ზამბარას.

ზოგიერთ სწრაფსელოან ძრავაში აყენებენ ორ ან იშვიათად სამ ზამბარას. ამას აკეთებენ როგორც გაბარიტების შემცირების მიზნით. ისე რეზონანსში ზამბარის მოხვედრის ასაცილებლად.

ორი ზამბარის შემთხვევაში მათი თავისუფალი სიხშირე სხვადასხვაა, რის გამო, თუ ერთი ზამბარა მოხვდება რეზონანსში, მეორე ზამბარა იმოქმედებს, როგორც დემფერი.

მ ბ ი ძ გ ვ ე ლ ი. მბიძგველი იღებს მუშტასაგან გვერდით წნევას და გადასცემს სარქვლის ლეროს ან შტანგს მხოლოდ მისი ლერძის სიგრძლივ მოქმედ ძალას.

მბიძგველების არსებული კონსტრუქციებიდან ძირითადად გავრცელებულია ბრტყელი (სოკოსებრი) მბიძგველი. ასეთ მბიძგველებს

ისე აყენებენ, რომ მათი ღერძი რამდენიმედ დაცდენილია მუშტების მიმართ. მუშტის ექსცენტრული მოქმედება იწვევს მბიძგველის შემობრუნებას და თანაბრად ცვეთავს მას.

მბიძგველში ხშირად ითვალისწინებენ მოწყობილობას ღრეჩოს რეგულირებისათვის.

მ ბ რ ე უ ლ ი. ჩაკიდებული სარქველების გამოყენების დროს გადამცემ მექანიზმში გათვალისწინებულია მხრეული. მხრეულის მხრები თანაბარი არაა და მუდამ $a > b$ (ნახ. 108 ბ). ასეთ შემთხვევაში მბიძგველისა და შტანგის შემცილებული გადაადგილებით მიიღება სარქვლის გადაადგილება საჭირო სიდიდით.

სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავასათვის იღებენ

$$\frac{a}{b} = 1,25 \div 1,5.$$

მხრეულის იმ ბოლოზე, რომელიც ეხება შტანგს, აყეთებენ სარეგულაციო ხრახნს (თუ ასეთი არაა გათვალისწინებული შტანგში).

გ ა მ ა ნ ა წ ი ლ ე ბ ე ლ ი ლ ი ლ ვ ა კ ი. გამანაწილებელი ლილვაკი მზადდება ტვიფრივით ნახშირბადიანი ფოლადისაგან. ზოგიერთი ქარხანა ლილვაკს ამზადებს ლეგირებული ფოლადისაგან ჩამოსხმის წესით.

გამანაწილებელი ლილვაკის სიგრძეზე. ცილინდრების მუშაობის რიგის შესაბამისად, განლაგებულია მუშტები.

ზოგიერთ კონსტრუქციაში გამანაწილებელ ლილვაკზე დამატებით გათვალისწინებულია კბილანა და მუშტა ზეთისა და საწვავის ტუმბოების აძერისათვის.

გამანაწილებელი ლილვაკი მოძრაობას იღებს მუხლა ლილვისაგან. ვინაიდან მუხლა ლილვის ორ შემობრუნებაზე თითო სარქველი თითოჯერ უნდა გაილოს, ამიტომ ოთხტაქტიან ძრავაში გადაცემის რიცხვი ამ ორ ლილვაკს შორის იქნება 2 : 1.

გადაცემა მუხლა ლილვიდან მუშტა ლილვზე ხორციელდება კბილანებით, ზოგიერთ შემთხვევაში კი ჯაქვით. ხმაურის შესამცირებლად კბილანები კეთდება დახრილი კბილებით. გარდა ამისა, ხშირად გამანაწილებელი ლილვაკის კბილანა მზადდება პლასტმასისაგან.

გამანაწილებელი ლილვაკის დიამეტრს საშუალოდ იღებენ ცილინდრის დიამეტრის მეთოხედის ტოლს.

მექანიზმის მუშაობის დროს წარმოიქმნება ლილვის სიგრძივ მოქმედი ძალები, რის გამო აუცილებელი ხდება ლილვის ღერძული ფიქსაცია.

მუშტას პროფილი

სარქელის გაღებული მდგომარეობის შესაბამისი გამანაწილებელი ლილივაციის მობრუნების კუთხე გამოითვლება ტოლობით:

შემშვები სარქელისათვის

$$\varphi = \frac{180^\circ \pm \alpha_1 + \alpha_2}{2}, \quad (251)$$

გამომშვები სარქელისათვის კი

$$\varphi = \frac{180^\circ + \alpha_3 + \alpha_4}{2}, \quad (252)$$

სადაც α_1 არის შემშვები სარქელის გაღების წინსწრების (+) ან დაგვიანების (—) კუთხე;

α_2 — შემშვები სარქელის დახურვის დაგვიანების კუთხე;

α_3 — გამომშვები სარქელის გაღების წინსწრების კუთხე;

α_4 — გამომშვები სარქელის დახურვის დაგვიანების კუთხე.

მუშტას ძირითადი წრის დიამეტრს იღებენ

$$D = 2R = d_0 + (2 \div 5) \text{ მმ},$$

სადაც d_0 არის მუშტა ლილვის დიამეტრი, მმ-ობით.

მუშტას პროფილის სახე დაკავშირებულია მბიძგველის კონსტრუქციასთან.

ბრტყელი მბიძგველისათვის გამოსადეგი მუშტას პროფილის აგება შემდეგნაირად წარმოებს (ნახ. 137):

O ცენტრიდან შემოწერენ მუშტას R რადიუსის მქონე ძირითად წრეს, რომელზედაც φ კუთხის სიდიდის მიხედვით დანიშნავენ პროფილის საწყის A და ბოლო B წერტილებს. პროფილის აგებისათვის უმჯობესია გადავზომოთ ვერტიკალური ღერძის ორივე მხარეს კუთხე

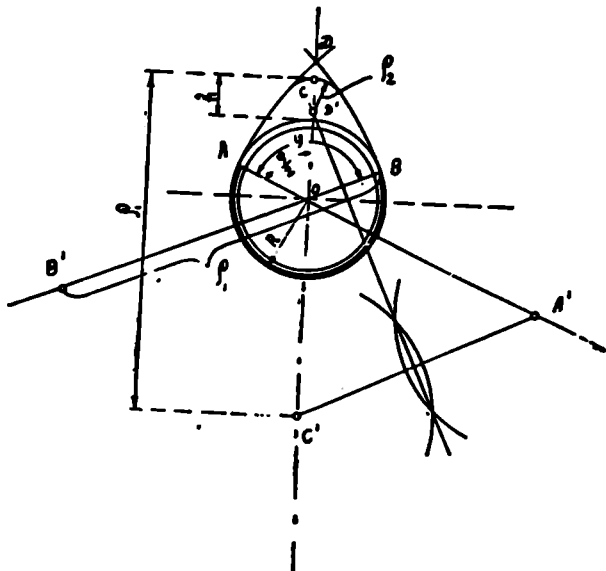
$\frac{\varphi}{2}$. ძირითადი წრიდან ვერტიკალურ ღერძზე მბიძგველის აწევის h

სიმაღლის გადაზომვით მივიღებთ პროფილის შესამე წერტილს C .

AO და BO რადიუსების გაგრძელებაზე გადაზომავენ ρ_1 მანძილს და პოულობენ A' და B' წერტილებს. მიღებულ წერტილებს იღებენ ცენტრებად და ρ_1 რადიუსით შემოწერენ ორ რკალს AD და BD . ამის

შემდეგ C წერტილიდან ქვემოთ გადაზომავენ იმავე მანძილს ρ_1 და იღებენ C' წერტილს.

მონაკვეთის შუა წერტილიდან ამართული მართობის გადაკვეთა ვერტიკალურ ღერძთან გვაძლევს D' წერტილს, საიდანაც რადიუსით $\rho_2 = D'C$ შემოწერენ რკალს და ამით შეკრავენ პროფილს. არსებული ძრავებისათვის რადიუსი ρ_2 იცვლება ზღვრებში 65÷200 მმ.



ნახ. 137. მუშტას პროფილის აგება.

სავარაუდოდ შეიძლება მივიღოთ

$$\rho_2 = (10-18) h.$$

საკიროა აღინიშნოს, რომ, თუ AD და BD რკალების გავლები შემდეგ წერტილი D მოხვდება C წერტილის ქვემოთ, მაშინ საკიროა ρ_1 რადიუსის მიღებული მნიშვნელობის შეცვლა.

აღწერილი წესით აგებულ პროფილს — ამოზნექილ პროფილს უწოდებენ.

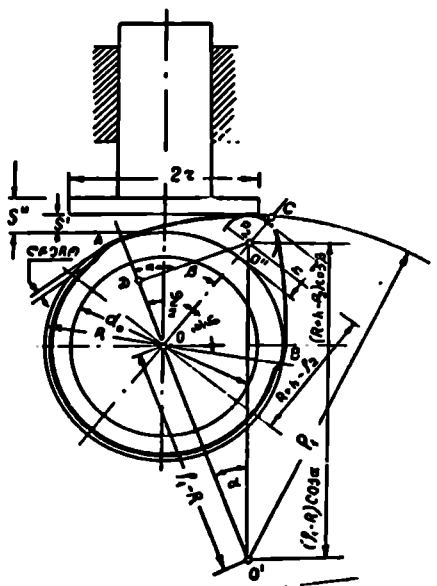
მუშტა მექანიზმის კინემატიკა

ვინაიდან ამჟამად უმთავრესად გავრცელებულია მექანიზმები ბრტყელი მბიძგველით, ამიტომ ქვემოთ განხილულია შემთხვევა, რო-

დესაც მუშტას პროფილი ამოხეჩილია (ნახ. 112). როგორც ცნობილია, ასეთი პროფილი შედგენილია ρ_1 და ρ_2 რადიუსების რკალეებით. პროფილის იმ ნაწილს, რომელიც აგებულია ρ_1 რადიუსით, უწოდებენ პირველ უბანს. პროფილის იმ ნაწილს კი, რომელიც აგებულია ρ_2 რადიუსით — მეორე უბანს.

138-ე ნახაზზე ნაჩვენებია მექანიზმის ისეთი მდგომარეობა, როდესაც მბიძგველს დამთავრებული აქვს სრიალი პირველ უბანზე და გადადის მეორე უბანზე.

ამ ნახაზზე კუთხე α გამოსახავს მობრუნების კუთხეს; ამ კუთხეზე მუშტა ლილვის მობრუნებისას მბიძგველი სრიალებს პროფილის პირველ უბანზე. მისი ზღვრული სიდიდე გამოითვლება სამკუთხედიდან $O'O'D$, საიდანაც ვიღებთ



ნახ. 138. მუშტა მექანიზმი.

$$\sin \alpha = \sin \frac{\varphi}{2} \frac{R + h - \rho_2}{\rho_1 - \rho_2} \quad (253)$$

ნახაზიდან შეიძლება აგრეთვე გამოვითვალოთ მბიძგველის რადიუსის მინიმალური სიდიდე:

$$r = (\rho_1 - R) \sin \alpha. \quad (254)$$

თუ მბიძგველის რადიუსი ამ სიდიდეზე ნაკლებია, მექანიზმი გაიქვდება და არ იმუშავებს.

მბიძგველის გადაადგილების სიდიდე პროფილის პირველ უბანზე მისი სრიალის დროს უდრის (ნახ. 138)

$$S' = \rho_1 - R - (\rho_1 - R) \cos \alpha. \quad (255)$$

ხოლო მბიძგველის გადაადგილება პროფილის მეორე უბანზე სრიალის დროს

$$S'' = (R+h-\rho_2) \cos \beta + \rho_2 - R. \quad (256)$$

მზიდველის სიჩქარე და აჩქარება პროფილის პირველ და მეორე უბანზე სრიალის დროს იქნება

$$W' = \frac{dS'}{dt} = \frac{dS' d\alpha}{d\alpha dt} = \omega \frac{dS'}{d\alpha} = \omega (\rho_1 - R) \sin \alpha; \quad (257)$$

$$W'' = \frac{dS''}{dt} = \frac{dS'' d\alpha}{d\alpha dt} = -\frac{dS''}{d\beta} \omega = \omega (R+h-\rho_2) \sin \beta; \quad (258)$$

$$J' = \frac{dW'}{dt} = \frac{dW' d\alpha}{d\alpha dt} = \omega^2 (\rho_1 - R) \cos \alpha; \quad (259)$$

$$J'' = \frac{dW''}{dt} = \frac{dW'' d\alpha}{d\alpha dt} = -\frac{dW''}{d\beta} \omega = -\omega_2 (R+h-\rho_2) \cos \beta. \quad (260)$$

ამ ფორმულების გამოყენების დროს მხედველობაში მიღებულია, რომ $\alpha = \frac{\varphi}{2}$ -ს და, მაშასადამე, $d\alpha = -d\beta$.

მზიდველისათვის გამოყენილი ტოლობები შეიძლება გამოვიყენოთ გვერდითი (ჩადგმული) სარქველის გადაადგილები, სიჩქარისა და აჩქარების საანგარიშოდ. თუ საქველი ჩაკიდებულია, მაშინ საჭიროა მიღებული შედეგები გავამრავლოთ მხრეულის მხრების ფარობაზე.

„დრო-კვეთი“ და ხარკველში გამავალი აირის
საშუალო სიჩქარე

მუდმივ f კვეთში t დროის განმავლობაში w სიჩქარით გამავალი აირის მოცულობა

$$V = fwt.$$

ამ გამოსახულების გამოყენება სარქველში გამავალი აირის სიჩქარის გამოსათვლელად არ გამოდგება, რადგანაც სარქველი არ შეიძლება გაიღოს მყისად და ამიტომ სარქველის მიერ განთავისუფლებული კვეთი ცვალებადია. სინამდვილეში სარქველი ირეზა თანდათანობით, გასავალი კვეთი შატულობს, აღწევს მაქსიმუმს და შემდეგ, სარქველის დახურვისთან ერთად, თანდათან მცირდება.

თუ სარქველის მიერ განთავისუფლებულ f კვეთში გამავალი აირის საშუალო სიჩქარე იქნება w , მაშინ დროის dt შონაკვეთში გამოდინებული აირის ელემენტარული მოცულობა

$$dV = f \omega dt$$

(261)

25

$$V = \omega \int_{t_1}^{t_2} f dt,$$

საიდანაც

$$\omega = \frac{V}{\int_{t_1}^{t_2} f dt}.$$

გამოსახულებას $\int_{t_1}^{t_2} f dt$ „დრო-კვეთი“ ეწოდება, რადგანაც ის ახა-

შიათებს სარქველის გამტარუნარიანობას და ერთიმეორესთან აკავშირებს დროსა და სარქველის მიერ განთავისუფლებულ კვეთს. მართლაც, სარქველის გამტარუნარიანობა არ შეიძლება დავახასიათოთ მხოლოდ გასავალი კვეთის ფართობის სიდიდით, რადგანაც ის დამოკიდებულია ამ ფართობის ცვალებადობის ხასიათსა და აგრეთვე სარქველის მოქმედების დროზე.

„დრო-კვეთის“ გამომსახველი ინტეგრალის ამოხსნა, ჩვეულებრივ, წარმოებს გრაფიკული წესით, რაც შემდეგში მდგომარეობს: სარქველის მიერ განთავისუფლებული კვეთის ფართობი მიახლოებით შეიძლება განესაზღვროთ გამოსახულებიდან

$$f = \pi d_2 S \cos \varphi,$$

სადაც S არის სარქველის აწევის სიმაღლე მოცემულ მომენტში.

გარდა ამისა, რადგანაც $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$, შეიძლება დაეწეროს.

$$dt = \frac{d\alpha}{\omega},$$

შეშინ

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \pi d_2 S \cos \varphi \frac{d\alpha}{\omega} = \frac{\pi d_2 \cos \varphi}{\omega} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha. \quad (262)$$

ცხადია, რომ $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha$ წარმოადგენს ფართობს, რომელიც შემო-

ფარგლულია მუშტა ლილვის მობრუნების კუთხის გამოსახველი აბსცისით, $S=f(\alpha)$ მრუდით და იმყოფება პროცესის დასაწყისისა და დამთავრების შესაბამის α_1 და α_2 კუთხეებს შორის.

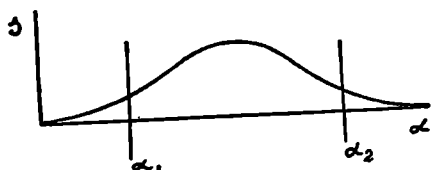
$S=f(\alpha)$ მრუდის ასაგებად საჭიროა გამოვიყენოთ მუშტა მექანიზმის კინემატიკის განხილვის დროს გამოყვანილი ფორმულები.

ამრიგად, $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f d\alpha$ ამოსახსნელად საჭიროა ავაგოთ მრუდი $S=f(\alpha)$:

(ნახ. 139), პლანიმეტრიკების გზით განვსაზღვროთ მრუდის ქვეშ მოქ-

ცეული ფართობი (რაც მასშტაბში მოგვცემს $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S d\alpha$) და მიღებული:

შედეგი გავამრავლოთ გამოსახულებაზე $\frac{\pi d_2^2 \cos \varphi}{4}$.



ნახ. 139. სარქელის აწვეის სიმაღლის ცვალებადობა.

აირის საშუალო სიჩქარის გაანგარიშების დროს ხელსაყრელია აირის მოცულობა მივიღოთ ცილინდრის საშუალო $V_{\text{საშ}}$ მოცულობის ტოლი, ინტეგრირების ზღვრებში კი მივიღოთ მკვდარი წერტილების შესაბამისი მომენტები.

გამანაწილებელი მექანიზმის ძირითადი პარამეტრების დადგენის შემდეგ ახდენენ შემოწმებას, რომ სარქველში აირის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატებოდეს განსაზღვრულ სიდიდეს.

ამის მიხედვით ჩამოყალიბდა გამანაწილებელი მექანიზმისათვის წაყენებული შემდეგი მოთხოვნა: შეწოვისა და განდევნის პროცესის განმავლობაში შემშვები და გამომშვები სარქველების „დრო-კვეთი“ ისეთი უნდა იყოს, რომ სარქველში აირის საშუალო სიჩქარე არ აღემატებოდეს: ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნვა რიცხვია 1500 ბრ/წთ-მდე, 45-60 მ/წმ-ს, ხოლო ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნვა რიცხვია 1500-დან 4000 ბრ/წთ-მდე, 90-100 მ/წმ-ს.

ზამბარის გაანგარიშება

შემწოვი და გამომშვები სარქველების ჩაყეტვა ხორციელდება ზამბარის საშუალებით; ზამბარის კარგ შერჩევაზე დიდადა დამოკიდებულია

დებულები მექანიზმის მუშაობა. ძლიერი ზამბარა ზრდის სარქველის სა-
მუშაო ზედაპირისა და ბუდის ცვეთას, აგრეთვე ენერგიის ხარჯს მექა-
ნიზმის მუშაობაზე; სუსტი ზამბარა კი ვერ უზრუნველყოფს მექანიზ-
მის ნორმალურ მუშაობას.

სარქველის ზამბარას უყენებენ შემდეგ მოთხოვნებს:

1. ზამბარამ უნდა უზრუნველყოს სარქველის მქიდრო ჩაქცევა;

2. ზამბარამ უნდა შეაწონასწოროს მოძრავი ნაწილების ინერციის
ძალები და მუშაობის დროს არ დაუშვას მძიმეველის მოცილება მუშა-
ტას პროფილიდან.

როდესაც სარქველი ჩაქცეულია, ზამბარა რამდენიმედ დაჭიმუ-
ლია და მისი დრეკადობის ძალა უდრის F_{min} . სარქველის გაღების შემ-
დეგ ზამბარა უფრო მეტად დაიჭიმება და მისი დრეკადობის ძალა იჭ-
ნება F_{max} .

ცხადია, რომ F_{min} -მა უნდა უზრუნველყოს პირველი მოთხოვნის
შესრულება, F_{max} -მა კი — მეორე მოთხოვნის შესრულება.

F_{min} -ის გასაანგარიშებლად იღებენ შემდეგ პირობას: შეწოვის
პროცესის განმავლობაში ცილინდრის შიგა წნევა ნაკლებია ატმოსფე-
რულზე; შექმნილი წნევათა სხვაობა ცდილობს გააღოს გამოშვებები
სარქველი, სარქველი არ გაიღება იმ შემთხვევაში, თუ ზამბარის დრი-
კადობის F_{min} ძალა უდრის ან მეტია წნევათა სხვაობით შექმნილ, საო-
ქველზე მოქმედ ძალაზე.

სადროსელო მისაფარის მქონე ძრავებში მისაფარის მკვეთრი
გაღების დროს წნევა ცილინდრში შეიძლება დაეცეს 0,2 კგ/სმ²-მდე.
ამის მიხედვით შეიძლება დაეწეროს

$$F_{min} = \frac{\pi d_2^2}{4} (1 - 0,2) = 0,8 \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (263)$$

ძრავებში, სადაც არაა გამოყენებული სადროსელო მისაფარი
(თვითაალებადი ძრავების უმრავლესობა), წნევა ცილინდრში მკვეთ-
რად არ ეცემა. გამოცდილებით დადგენილია, რომ ძრავას უწესო
ექსპლოატაციის დროს (მაგალითად, ჰაერწმუნდის ძლიერი გაქუქვი-
ანებისას) ეს წნევა შეიძლება დაეცეს 0,8 p_a სიდიდემდე, სადაც p_a —
შეწოვის ნორმალური წნევაა.

ამ მიზეზის გამო ხსენებული ძრავასათვის გვექნება

$$F_{min} = \frac{\pi d_2^2}{4} (1 - 0,8 p_a). \quad (264)$$

უკანასკნელ ორ ფორმულაში d_2 გამოსახავს სასარქველო მილყე-
ლის დიამეტრს.

გამომწვევები სარქელის ზამბარისათვის ასეთი წესით ნაანგარიშევი: F_{\min} საეცებით აკმაყოფილებს პირველ მოთხოვნას. რაც შეეხება შემწვევებ სარქველს, მისი მუშაობის პირობები ამ თვალსაზრისით უკეთესია და ამიტომ მისი ზამბარისათვის იღებენ F_{\min} -ის იმავე მნიშვნელობას.

მეორე მოთხოვნის დასაკმაყოფილებლად იცავენ პირობას, რომ ზამბარის მაქსიმალური დაკიმულობის ძალა F_{\max} დაახლოებით 50%-ით უნდა აღემატებოდეს სარქელისა და მასთან ერთად მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალას.

ამრიგად,

$$F_{\max} = 1,5 m j_{\max} \quad (265)$$

სადაც m არის მბიძგველზე დაყვანილი სარქელისა და მასთან ერთად მოძრავი ნაწილების მასა;

J_{\max} — სარქელის აჩქარების უდიდესი მნიშვნელობა.

მექანიზმის გადატანით მოძრაობაში მყოფი ნაწილების ინერციის ძალის უდიდესი მნიშვნელობა გვექნება მაშინ, როდესაც მბიძგველი პირველი უბნიდან გადადის მეორე უბანზე; ამ მდგომარეობისათვის (259) ფორმულის საფუძველზე გვაქვს

$$J_{\max} = \omega^2 (\rho_1 - R). \quad (266)$$

თუ გამოყენებულია გვერდითი სარქველები. მაშინ m მასას მიეკუთვნება: სარქველი, მბიძგველის კომპლექტი, ზამბარის ნახევარი და ზამბარის სამაგრი ნაწილები. ზამბარის მასის მხოლოდ ნახევარი იმიტომ აიღება, რომ ის ერთი მხარით მიბჯენილია უძრავ კედელზე და. მაშასადამე, მთლიანად არ გადაადგილდება.

ჩაკიდებული სარქველების დროს დასახელებულ ნაწილებს ემატება შტანგი და მხრეული. გარდა ამისა, აღნიშნულ შემთხვევაში, იმის გამო, რომ მოძრავი მასები განლაგებულია მხრეულის ორივე მხარეზე. საჭირო ხდება ყველა მასის დაყვანა მბიძგველზე. თვით მბიძგველი და შტანგი დაყვანას, ცხადია, არ მოითხოვს, სხვა დეტალები კი, მოთავსებული მხრეულის მეორე მხარეზე, უნდა დავეყვანოთ მბიძგველზე. ე. ი. შევცვალოთ პირობითი მასით. ამ მასის გამოთვლა ხდება ისე, რომ პირობითი მასის ინერციის მომენტი უდრიდეს ნამდვილი მასის ინერციის მომენტს.

თუ m_1 , m_2 , m_3 და m_4 , შესაბამისად, იქნება სარქელის, ზამბარის, საყელურისა და ქონგურას მასები, ხოლო m_5 ამ მასების შემცველია პირობითი მასა, მაშინ შეიძლება დავეწროთ (ნახ. 134)

$$\left(m_1 + \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) a^2 = m_5 b^2.$$

საიდანაც

$$m_3 = \left(m_1 + \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{a^2}{b^2}.$$

მხრეულის მასის (m_5) შესახებ შეიძლება შემდეგნაირად ვიმსჯელოთ: თუ მხრეულის სიმძიმის ცენტრი მბიძგველის ღერძიდან დაშორებული იქნება c მანძილით, მაშინ მისი ინერციის მომენტი $\theta = m_5 c^2$; მხრეულის ინერციის მომენტი შეიძლება აგრეთვე გამოვსახოთ მისი პირობითი მასით (m'_5).

$$\theta = m'_5 b^2.$$

ამ ტოლობიდან

$$m'_5 = \frac{\theta}{b^2}.$$

იმის გამო, რომ მბიძგველისა და შტანგის მასები დაყვანას არ მოითხოვს, ამიტომ.

$$m = m_3 + m'_5 + m_3 + m_4$$

ან

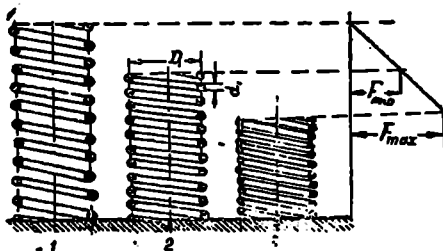
$$m = \left(m_1 + \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{a^2}{b^2} + \frac{\theta}{b^2} + m_3 + m_4.$$

სადაც m_3 არის შტანგის მასა:

m_4 — მბიძგველის მასა;

m'_5 — მხრეულის მასა.

F_{min} -ისა და F_{max} -ის გაანგარიშების შემდეგ ავებენ ზამბარის მახასიათებელს, რომლის ორდინატი გამოსახავს ზამბარის სიმაღლეს,



ნახ. 140. ზამბარის მახასიათებელი.

აბსცისა კი — დრეკადობის ძალას. 140-ე ნახაზზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია ასეთი მახასიათებელი. აქ მდგომარეობები 1, 2, 3, სათანა-

ლოდ, გვიჩვენებს ზამბარის სიმაღლეს თავისუფალ მდგომარეობაში, ზამბარის სიმაღლეს, როდესაც სარკველი ჩაკეტილია და ზამბარის სიმაღლეს, როდესაც სარკველი ღიაა.

§ 2. აირის განაწილება ორთაბიანი ძრავებში

ორტაქტიან ძრავაში მუშა ციკლი სრულდება მუხლა ლილვის ერთი შემობრუნების, ე. ი. დგუშის ორი სვლის განმავლობაში, რის გამო ერთნაირ პირობებში, ოთხტაქტიან ძრავასთან შედარებით, ასეთმა ძრავამ უნდა მოგვეცეს ორჯერ მეტი სიმძლავრე. პრაქტიკაში ეს განსხვავება აღწევს 60—70%-ს, რადგანაც ორტაქტიან ძრავაში დგუშის სვლის ნაწილი იკარგება აირგამანაწილებელი ფანჯრების მოწყობაზე.

ასეთი უპირატესობის მიუხედავად, ორტაქტიანი ძრავები ჭერჯერობით ფართოდ ვერ გავრცელდა ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე. ეს გარემოება აიხსნება ორტაქტიანი ძრავას ნაკლები ეკონომიურობით ოთხტაქტიან ძრავასთან შედარებით. გარდა ამისა, ორტაქტიანი ძრავას დამზადებასა და ექსპლოატაციას ართულებს მისი ძირითადი ნაწილების დაძაბული მუშაობა, რაც გამოწვეულია სამუშაო სვლების დიდი სიხშირით.

საბჭოთა წარმოების მანქანებიდან ორტაქტიანი თვითაალებადი ძრავა გამოყენებული იყო სატვირთო ავტომობილზე ЯАЗ—200 და ავტობუსზე ЗИЛ—154. ამ ძრავას მარკაა ЯАЗ—204.

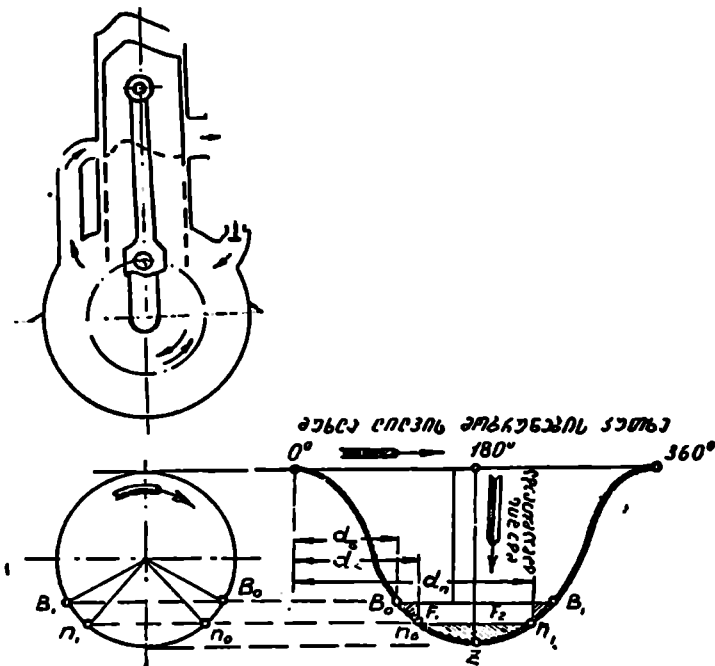
კარბურატორიანი ორტაქტიანი ძრავები, ნამუშევარი აირის გამოქრევის დროს საწვავის კარგვის გამო, ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე არაა გამოყენებული. ასეთ ძრავებს იყენებენ მხოლოდ მოტოციკლებზე, სადაც მცირეა საწვავის ხარჯი და დანაკარგიც უმნიშვნელოა, და აგრეთვე თვითაალებადი ძრავის მქონე ტრაქტორებზე, როგორც გამშვები ძრავა.

აირის განაწილების ხასიათის მიხედვით ქვემოთ განვიხილავთ ყველაზე მეტად გავრცელებულ სამი ტიპის ძრავას.

1. ძრავა სამუშევარი აირის გვერდით ხერხელებიანი გამოქრევით (ნახ. 115).

ასეთ ძრავაში პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად: სამუშაო სვლის დასასრულს დგუში აღებს უფრო მაღალ გამომშვებ ფანჯრებს, საიდანაც დიდი სიჩქარით იწყებს განდევნას ნამუშევარი აირი. დგუშის შემდეგი გადაადგილებით იღება შემშვები (გამომქრევი) ფანჯრები, საიდანაც ცილინდრში შესვლას იწყებს ძრავას კარტერში ან სპეციალურ ტუმბოში წინასწარ შეკუმშული (1,1—1,2 კგ/სმ² წნევამდე) ჰაერი (ან საწვავი ნარევი), რომელიც ახდენს ნამუშევარი აირის გამო-

ქრევას და ცოლინდრის შევსებას. ქვევიდან ზევით დგუშის მოძრაობისას იხურება ჯერ შემშვები, ხოლო შემდეგ გამომშვები ფანჯარა და იწყება კუმშვის ტაქტი.



ნახ. 141. ვერდობურულბიანი გამოჭრვის სქემა.

141-ე ნახაზზე, ძრავას სქემის ქვემოთ, ნაჩვენებია განაწილებისა და „დრო-კვეთის“ დიაგრამები. აქ წერტილი B_0 შეესაბამება გამომშვები ფანჯრების გაღების დასაწყისს, n_0 — შემშვები ფანჯრების გაღების დასაწყისს, n_1 — შემშვები ფანჯრების დახურვას და B_1 — გამომშვები ფანჯრების დახურვას. „დრო-კვეთის“ დიაგრამის ორდინატა გამოსახავს ფანჯრების გასაღალი კვეთის სიდიდეს, აბსცისა კი — მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს. ამ დიაგრამაზე წაბაზული ფართობი B_0 -დან n_0 -მდე გამოსახავს განდევნის „დრო-კვეთს“ გამოჭრვის დაწყებამდე, ფართობი n_0 n_1 n_0 გვაძლევს გამოჭრვის შესაბამის „დრო-კვეთს“ და ფართობი n_1 -დან B_1 -მდე — განდევნის „დრო-კვეთს“ გამოჭრვის შემდეგ.

ამ ძრავას ნაკლად უნდა ჩაითვალოს ის გარემოება, რომ აქ განდევნა გრძელდება შემშვები ფანჯრების დაჭურვის შემდეგაც, რაც იწვევს მხოლოდ კუმშვის სვლის შემცირებას და არაერთარ უპირატესობას არ იძლევა. ამ ნაკლის მიუხედავად, გვერდითხვრელებიანი გამოქრევა ფართოდაა გავრცელებული მცირე სიმძლავრის ძრავებში (ძირითადად სამოტოციკლეტო ძრავებში), რაც ასეთი ძრავას კონსტრუქციული სიმარტივით აიხსნება.

განსაკუთრებით მარტივი კონსტრუქცია გამოდის მაშინ, როდესაც ცილინდრში ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) მიწოდებისათვის იყენებენ ძრავას კარტერის შიგა მოცულობას. ძრავას ასეთი სქემა ნაჩვენებია: 14]-ე ნახაზზე. აქ კარტერში ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) მისაწოდებლად მოწყობილია სპეციალური სარქველი. ქვევიდან ზევით დგუშის მოძრაობისას ამ სარქვილიდან კარტერში შეიწოვება ჰაერი (ან ნარევი), რომელიც დგუშის ქვევით მოძრაობით იკუმშება და მილით მიეწოდება შემშვებ ფანჯრებს.

ამ კონსტრუქციის არსებითი ნაკლია ის, რომ კარტერის მოცულობა არაა საკმარისი გასაქრევი ჰაერის საჭირო რაოდენობის მისაწოდებლად.

გვერდითხვრელებიანი გამოქრევის დროს აირის გამანაწილებელ მექანიზმს უყენებენ ორ მოთხოვნას:

1) გამოშვები ფანჯრები უნდა იღებოდეს შემშვებ (გამოქრევი) ფანჯრებზე ადრე იმ ვარაუდით, რომ შემშვები ფანჯრების გაღების მომენტისათვის წინეა ცილინდრში დაეცეს გამოქრევი ჰაერის წნევაში ($1,1 + 1,2$ კგ/სმ²);

2) ნამუშევარ აირთან გამოქრევი ჰაერის შერევის თავიდან ასაცილებლად ჰაერის სიჩქარე შემშვებ ფანჯრებში არ უნდა აღემატებოდეს 100—120 მ/წამში.

თუ ცილინდრის წრეზე აღებული გამოშვები ან შემშვები ფანჯრების საერთო სიგრძეს აღვნიშნავთ l ასოთი, მოცემულ მომენტში ფანჯრის გაღების სიმაღლეს კი h ასოთი, მაშინ მუხლა ლილვის მოცემული მდგომარეობისათვის ფანჯრის გასავალი კვეთის სიდიდე

$$f = lh,$$

ასეთი პირობისათვის „დრო-კვეთი“ შემდეგნაირად გამოისახება:

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} lh \frac{d\alpha}{\omega} = \frac{l}{\omega} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d\alpha. \quad (267)$$

h -ის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის მობრუნების α კუთხესთან ექვემდებარება დგუშის ვადაადგილების კანონს.

წინა ტოლობის შედგენის დროს მხედველობაში მიღებული იყო, რომ მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის გამოსახულებიდან $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$

შეიძლება მივიღოთ $dt = \frac{d\alpha}{\omega}$.

(267) ტოლობა გვაძლევს „დრო-კვეთის“ საერთო გამოსახვას. კონკრეტული შემთხვევისათვის საჭირო იქნება ზღვრების შესაბამისი შერჩევა.

მაგალითად, გამომშვები ფანჯრის გაღების წინსწრებინს „დრო-კვეთი“ იქნება

$$\frac{l_1}{\omega} \int_{\alpha_b}^{\alpha_f} h d\alpha,$$

სადაც l_1 არის ცილინდრის წრეზე აღებული გამომშვები ფანჯრების საერთო სიგრძე;

α_b — მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე გამომშვები ფანჯრის გაღების მომენტისათვის;

α_f — მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე შემშვები ფანჯრის გაღების მომენტისათვის.

„დრო-კვეთის“ სწორი შერჩევით ხერხდება პირველი მოთხოვნის დაკმაყოფილება.

ცხადია, რომ წახაზული ფართობი B_0 -დან n_0 -მდე (ნახ. 141)

განსაზღვრულ მასშტაბში გვაძლევს $\int_{\alpha_b}^{\alpha_f} h d\alpha$ გამოსახულების ამოხსნას.

გამოქრევის „დრო-კვეთისათვის“ გვექნება გამოსახულება

$$\frac{l_2}{\omega} \int_{\alpha_f}^{\alpha_n} h d\alpha.$$

სადაც l_2 არის ცილინდრის წრეზე აღებული შემშვები (გამომქრევი) ფანჯრების საერთო სიგრძე;

α_f — მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე შემშვები ფანჯრის გაღების მომენტისათვის.

α_n — მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე შემშვები ფანჯრის დახურვის მომენტისათვის.

შემდეგ ფანჯარაში ჰაერის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე იქნება

$$W_1 = \frac{V_1}{\frac{1}{\omega} \int_{a_1}^{a_2} h dx} \quad (268)$$

სიდაც V_1 გამომქრევი ჰაერის მოცულობაა.
როგორც აღვნიშნეთ, საჭიროა, რომ

$$W_1 \leq 100 \div 120 \text{ მ/წმ.}$$

$\int_{a_1}^{a_2} h dx$ გამოსახულების ამოხსნას გვაძლევს ფართობი $n_0 z n_1 n_0$
(ნახ. 115).

გამომქრევი ჰაერის მოცულობა შეიძლება განვსაზღვროთ ტოლობით

$$V_1 = (V_h + V_c) \beta,$$

სადაც V_h არის ცილინდრის მოცულობა გამომშვები ფანჯრის ზედა ნაწიბურდიდან ზედა მკვდარ წერტილამდე;

V_c — კუმშვის კამერის მოცულობა;

β — გამომქრევი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი.

ცილინდრის კარგი გასუფთავებისათვის სასურველია მივიღოთ $\beta = 1,4 \div 1,6$; β კოეფიციენტის ასეთი მნიშვნელობის განხორციელება მოითხოვს მძლავრი გამომქრევი ტუმბოს გამოყენებას. იმ შემთხვევაში, როდესაც ჰაერის (ან საწვავი ნარევის) მისაწოდებლად გამოყენებულია ძრავას კარტერის შიგა მოცულობა, β -ს სიდიდე არ აღემატება 0,7-ს, რაც ასეთი სქემის არსებით ნაკლად უნდა ჩაითვალოს.

2. ძრავა ნამუშევარი აირის პირდაპირ ელემენტი გამოქრევიტ. ასეთი ძრავას თავისებურება ისაა, რომ მის ცილინდრში ერთმანეთის საწინააღმდეგო მიმართულებით მოძრაობს ორი დგუში. გარდა ამისა, ცილინდრს აქვს ფანჯრების ორი რიგი — ზედა და ქვედა. ზედა რიგის ფანჯრებს მართავს ზედა დგუში, ქვედა რიგის ფანჯრებს კი — ქვედა დგუში. ფანჯრების ერთი რიგი შემშვებია, მეორე კი გამომშვები.

დგუშები ერთმანეთთან კინემატიკურად არიან შეერთებული. მათი საწყისი მდგომარეობა რამდენიმედ დაცდენილია ერთმანეთისაგან, რითაც უზრუნველყოფილია გამომშვები ფანჯრების უფრო ადრე გაღება შემშვებ (გამბერ) ფანჯრებთან შედარებით.

ჩვეულებრივად ახდენენ შემშევები ფანჯრების ტანგენციალურ განლაგებას, რაც ჰაერს უქმნის ბრუნვითს მოძრაობას და კარგ გავლენას ახდენს ნარევის შექმნის პროცესზე.

პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ ასეთი ძრავას ცილინდრის კარგი გაწმენდისათვის საკმარისია გამომჭრევი ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი $\beta = 1,3-1,4$.

3. ძრავა ნამუშევარი აირის პირდაპირსარქველებიანი გამომჭრევით. განსახილველ ძრავაში ნამუშევარი აირის გამოდევნა წარმოებს სარქველებიდან, სუფთა ჰაერის შეშება და ცილინდრის გამომჭრევა კი— ფანჯრებიდან (ან ცილინდრში მოწყობილი ხვრეტილებიდან).

ასეთი პრინციპი გამოყენებული იყო თვითაალებად ძრავაზე ЯАЗ—204.

კარბურატორიანი ძრავას კმება

კარბურ. უ. რიანი ძრავას კმება გულისხმობს მის, ცილინდრებში საწვავისა და ჰაერის მიწოდებას. მაგრამ ასეთი ძრავას ნორმალური მუშაობისათვის აუცილებელია ცილინდრში მისაწოდებელი საწვავი და ჰაერი წინასწარ შემზადდეს საწვავი ნარევის სახით, რომელიც უნდა წარმოადგენდეს ზუსტად განსაზღვრული პროპორციით ჰაერში კარგად შერეული საწვავის ორთქლს.

თუ საწვავ ნარევი დაირღვევა საწვავისა და ჰაერის რაოდენობათა საპირო პროპორციულობა ან საწვავი კარგად არ იქნება აორთქლებული, მაშინ ძრავა ან სრულიად არ იმუშაებს, ანდა იმუშაებს ცუდი მაჩვენებლებით; ამიტომაა, რომ დასახელებულ ძრავაში გამოიყენება მხოლოდ ისეთი საწვავი, რომელსაც სწრაფი აორთქლების უნარი აქვს.

მოწყობილობას, რომელშიც საწვავი ნარევის შემზადება წარმოებს, კარბურატორი ეწოდება, ხოლო ნარევის შემზადების პროცესს— კარბურაციის პროცესს.

კარბურატორის მუშაობისათვის საჭიროა მას მიეაწოდოს საწვავი და ჰაერი; ამას გარდა, კარბურატორი მილსადენით შეერთებული უნდა იყოს ძრავას შემშვებ სარქველებთან.

იმის გამო, რომ ატმოსფერული ჰაერი შეიცავს მტვერს, აუცილებელია კარბურატორში მიწოდებამდე მისი გატარება ჰაერწმენლში.

§ 1. კარბურატორისაში წაყვანული მონოკვანი

კარბურატორს უყენებენ სამ ძირითად მონოკვანას.

მან უნდა უზრუნველყოს:

1. ძრავას მუშაობის რეჟიმის შესაბამისად განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის შექმნა;
2. ძრავას სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება;
3. საწვავის სრული აორთქლება სამუშაო ნარევის აალების მომენტისათვის.

განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის შექმნა ხორციელდება კარბურატორის საპაერო და საწვავის ზვრეტილების კვეთის შერჩევით და სპეციალური, დოზირებისათვის განკუთვნილი, საკომპენსაციო მოწყობილობის გამოყენებით.

რაც შეეხება ძრავას ცილინდრებში მიწოდებული ნარევის რაოდენობის შემცირებას ან მომატებას (ძრავას სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება), ის ხორციელდება საწვავი ნარევის გასავალი კვეთის შეცვლით, რასაც სადროსელო მისათვარი ასრულებს.

საწვავის სრული აორთქლების მისაღწევად გამოიყენება აორთქლების გაძლიერების შემდეგი ხერხები:

1. აორთქლების ზედაპირის გადიდება;
2. აორთქლების ზედაპირზე ჰაერის მოძრავი ნაკადის შექმნა;
3. აორთქლების ზედაპირის გარშემო წნევის შემცირება;
4. სითხისა და ჰაერის ტემპერატურის გადიდება;
5. ადვილად ორთქლადი საწვავის გამოყენება.

საწვავის აორთქლების ინტენსივობის ზრდის ძირითად საშუალებად უნდა ჩაითვალოს აორთქლების ზედაპირის ზრდა (საწვავის კარგი გაფრქვევა) მასზე ერთდროულად ჰაერის დაბერვით.

§ 2. საწვავი ნარევის ხარისხი

როგორც ცნობილია, ნარევის შედგენილობა ხასიათდება ჰაერის სიკვარბის α კოეფიციენტით.

შედგენილობის მიხედვით საწვავი ნარევი ხუთ ჯგუფად შეიძლება დავეყოთ:

- | | |
|--|---------------------|
| 1. ნორმალური ნარევი, ე. ი. ნარევი წვისათვის თეორიულად აუცილებელი ჰაერის რაოდენობით | $\alpha = 1,0,$ |
| 2. გამდიდრებული ნარევი | $\alpha = 0,8-1,0,$ |
| 3. მდიდარი ნარევი | $\alpha < 0,8,$ |
| 4. გაღარიბებული ნარევი | $\alpha = 1,0-1,1,$ |
| 5. ლარიბი ნარევი | $\alpha > 1,1.$ |

ძრავას ცილინდრებში მიმდინარე პროცესების განხილვის დროს ნახევრები იყო, თუ რა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას სიმძლავრესა და ეკონომიურობაზე ჰაერის სიკვარბის α კოეფიციენტის სიდიდე. ამის მიხედვით კარბურატორი უნდა იძლეოდეს ძრავას ტიპისა და მუშაობის რეჟიმის შესაბამისი შედგენილობის ნარევის.

საწვავი ნარევის მომზადების ხარისხი გულისხმობს საწვავის

გაფრქვევისა და ჰაერის მასაში მისი თანაბარი განაწილების ხარისხს. მხოლოდ ხარისხობრივად კარგად მომზადებული ნარევის არსებობისას შეიძლება ვიმსჯელოთ მისი შედგენილობის ერთგვაროვნებაზე, ე. ი. ნარევის ნებისმიერად აღებულ მოცულობაში ჰაერისა და საწვავის ერთნაირ თანაფარდობაზე. არაერთგვაროვანი ნარევის შემთხვევაში ცილინდრის მოცულობის სხვადასხვა ადგილას ჰაერისა და საწვავის სხვადასხვა თანაფარდობა გვექნება. ეს ნიშნავს, რომ შეიძლება ნარევის საერთო საშუალო შედგენილობა დამაკმაყოფილებელი იქნეს, მაგრამ ცილინდრის ერთ ნაწილში იყოს ლარიბი ნარევი, ხოლო ცილინდრის სხვა ნაწილში კი — მდიდარი ნარევი.

ნარევის მომზადების ხარისხს ისეთივე არსებითი მნიშვნელობა აქვს, როგორც მის შედგენილობას და რომელიმე მათგანის შეუსრულებლობა ძრავას მუშაობის მკვეთრ გაუარესებას იწვევს.

§ 8. ჰაერის მოძრაობა დიფუზორში და დიფუზორის კანონები

თანამედროვე კარბურატორის მუშაობის პრინციპი იმაზეა დაფუძნებული, რომ მოძრავი ჰაერი გადის კარბურატორის შიგნით მოწყობილ დიფუზორში (შევიწროებულ კვეთში), რასაც თან სდევს ჰაერის წნევის შემცირება და ეიკლერიდან საწვავის გამოდინება.

თუ ატმოსფერული ჰაერის წნევა იქნება p_0 , ხოლო წნევა დიფუზორში p_e (ნახ. 142.), მაშინ დიფუზორის კვეთში ჰაერის სიჩქარის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ ცნობილი ფორმულა:

$$W = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (269)$$

სადაც k არის ადიაბატის მაჩვენებელი.

აღსანიშნავია, რომ ამ ფორმულის გამოყენებისათვის წნევები p_0 და p_e უნდა ავიღოთ განზომილებით ნ/მ².

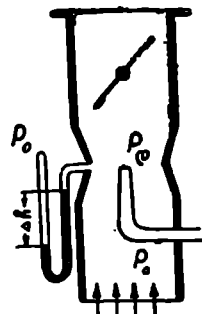
თუ გვეცოდინება დიფუზორის კვეთის ფართობი, მაშინ (269) ტოლობის დახმარებით შეიძლება გამოვიანგარიშოთ ჰაერის ხარჯი.

ჰაერის ხარჯი გამოისახება ფორმულით:

$$G_1 = F' W \gamma_e, \quad (270)$$

სადაც γ_e არის დიფუზორში გამავალი ჰაერის სიმკვრივე,

F' — დიფუზორის კვეთის ფართობი.



ნახ. 142. დიფუზორში ჰაერის მოძრაობის სქემა.

$$\gamma_e = \frac{1}{u_e}$$

მაგრამ

$$\frac{u_0}{u_e} = \left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{k}}$$

აბ

$$\frac{1}{u_e} = \frac{1}{u_0} \left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{k}}$$

ამის შესაბამისად (270) ფორმულა შემდეგ სახეს მიიღებს:

$$G_1 = F' \frac{1}{u_0} \left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \rho_0 u_0 \left[1 - \left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

აბ

$$G_1 = F' \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{\rho_0}{u_0} \left[\left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\rho_e}{\rho_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (271)$$

ამ ფორმულებით გაანგარიშების წარმოება რთულია და მოითხოვს დიდ დროს.

საკითხის გამარტივების მიზნით შეიძლება დაეუშვათ, რომ ჰაერი კარბურატორის საჰაერო მილში მოძრაობის დროს არ ფართოვდება, მაშინ (269) ფორმულის მაგიერ ჰაერის სიჩქარის გასაანგარიშებლად შეიძლება გამოვიყენოთ სითხისათვის გამოსადეგი ბერნულის ფორმულა.

ჩვენი შემთხვევისათვის ეს ფორმულა დაიწერება შემდეგი სახით:

$$W = \sqrt{2u_0(\rho_0 - \rho_e)} \quad (272)$$

აბ

$$W = \sqrt{2 \frac{\rho_0 - \rho_e}{\gamma}} \quad (273)$$

სადაც γ არის ჰაერის სიმკვრივე.

დანაკარგების გათვალისწინებისა და ჰაერის ნამდვილი სიჩქარის გასაანგარიშებლად (273) ტოლობაში შეაქვთ ეგრეთ წოდებული წინალობის კოეფიციენტი.

ამრიგად, ჰაერის ნამდვილი სიჩქარე

$$W_1 = \phi \sqrt{.2 \frac{P_0 - P_2}{\gamma}} \quad (274)$$

აბ

$$W_1 = \phi W.$$

კოეფიციენტი ϕ ითვალისწინებს კედლებზე ჰაერის ხახუნს, ნაწილაკების ურთიერთხახუნს, დანაკარგებს კავლის შევიწროებაზე და სხვ. მისი სიდიდე ცვალებადობს $\phi = 0,82 \dots 0,26$ ფარგლებში.

მოცემული ძრავასათვის კარბურატორის შერჩევის ან დაპროტების დროს საჭიროა ჰაერის სასურველი სიჩქარის შესაბამისად დიფუზორის დიამეტრის გაანგარიშება.

გაანგარიშება წარმოებს შემდეგნაირად:

მოცემული ძრავასათვის ჰაერის წამური ხარჯი იქნება

$$G = \eta_0 \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{120} \gamma \text{ კგ/წმ.} \quad (275)$$

სადაც η_0 არის ძრავას შეესვების კოეფიციენტი

D — ცილინდრის დიამეტრი;

S — დგუშის სვლა;

n — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წთ;

i — ცილინდრების რაოდენობა

მეორე მხრივ, ჰაერის წამური არჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$G = F' W_1 = \frac{\pi d_2^2}{4} W_1 \gamma \text{ კგ/წმ.} \quad (276)$$

(275) და (276) ფორმულების გატოლება გვაძლევს

$$\eta_0 \frac{\pi D^2 S n i}{4 \cdot 120} \gamma = \frac{\pi d_2^2}{4} W_1 \gamma,$$

საიდანაც დიფუზორის დიამეტრი

$$d_2 = D \sqrt{\frac{\eta_0 S n i}{120 W_1}}$$

ჰაერის სიჩქარე დიფუზორში ძრავას ბრუნთა რიცხვსა და საწვავის თვისებებზე დამოკიდებულებით იცვლება $W_1 = 45 \dots 150$ მ/წმ ზღვრებში.

ზოგიერთ კონსტრუქციაში, იმ მიზნით, რომ ჰიდრავლიკური წინააღობის მნიშვნელოვანი გადიდების გარეშე მოხერხდეს საწვავის გა-

შოდინების ადგილას გაუხშოებისა და ჰაერის სიჩქარის გადიდება. აწყობენ ორ ან სამ დიფუზორს ისეთნაირად, რომ კვეთის დიფუზორში (სადაც გამოიფრქვევა საწვავი) გაიაროს ჰაერის მხოლოდ მცირე ნაწილი.

§ 4. საწვავის გამოდინება შიკარიდან და შიკარის გაანაბრება

ჟიკლერი წარმოადგენს კარბურატორის დაყალიბებული ხვრეტის მქონე ნაწილს. მისი დანიშნულებაა ხვრეტელში გამავალი სითხის რაოდენობის ზუსტი განსაზღვრა. ჟიკლერი შეიძლება დამზადდეს ცალკე საცობის ან ბოლოზე დაყალიბებული ხვრეტის მქონე მილაკის სახით.

ზოგ შემთხვევაში ჟიკლერს საწვავის გამოდინებისათვის დანიშნულ მილაკზე ადრეა ჩასმული. ასეთ შემთხვევაში მილაკს გამფრქვევი ეწოდება.

ჟიკლერიდან (ან გამფრქვევიდან) საწვავის გამოდინების სქემა ნაჩვენებია 143-ე ნახაზზე.

ამ სქემის შესაბამისად საწვავის გამოდინების სიჩქარე შეიძლება გავიანგარიშოთ ბერნულის ტოლობის მიხედვით, მივიღებთ:

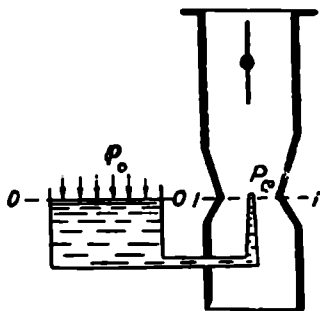
$$W_{საწ} = \varphi \sqrt{2 \frac{P_0 - P_2}{\gamma_{საწ}}} \quad (278)$$

ამ ფორმულაში კოეფიციენტი φ ითვალისწინებს ჰიდრაულიკურ დანაკარგებს და მას ხარჯვის კოეფიციენტი ეწოდება.

φ კოეფიციენტის სიდიდე დიდაა დამოკიდებული ჟიკლერის კონსტრუქციაზე. ეს აგრეთვე მნიშვნელოვნად იცვლება საწვავის ტემპერატურის ცვალებადობის დროს. მისი სიდიდე ცვალებადობს ზღვრებში 0,5-; 0,8.

იმ მიზნით, რომ არამომუშავე ძრავაში არ მოხდეს საწვავის გამოდინება ჟიკლერიდან, მისი სიმაღლე აუცილებელია ასცდეს საწვავის დონეს 2-; 3 მმ სიდიდით.

ეს გარემოება რამდენიმედ ამცირებს საწვავის სიჩქარეს. რადგანაც დანწევის ნაწილი უნდა დასაწვეად.



ნახ. 143. საწვავი გამოდინების სქემა.

იხარჯოს ამ სიმაღლეზე საწვავის

საწვავის სიჩქარე არსებული კარბურატორების ჟიკლურებში შეადგენს $3 \div 6$ მ/წმ.

საწვავის გამოდინების სიჩქარის მიხედვით შეიძლება ვიპოვოთ საწვავის წამური ხარჯი:

$$G_{\text{სწ}} = f_3 W_{\text{სწ}} \gamma_{\text{სწ}} \text{ კგ/წმ}, \quad (279)$$

სადაც f_3 მ² არის ჟიკლურის კვეთის ფართობი;

W მ/წმ — საწვავის გამოდინების ნამდვილი სიჩქარე;

$\gamma_{\text{სწ}}$ კგ/მ³ — საწვავის სიმკვრივე.

საწვავის წამური ხარჯი შეგვიძლია აგრეთვე ვიპოვოთ საათობრივი ხარჯის მიხედვით. თუ მოცემული ძრავასათვის საწვავის საათობრივი ხარჯი G კგ/სთ-ია, მაშინ

$$G_{\text{სწ}} = \frac{G}{3600} \text{ კგ/წმ}. \quad (280)$$

მიღებული განტოლებებით შეიძლება გავიანგარიშოთ მოცემული ძრავასათვის ჟიკლურის დიამეტრი. მართლაც, თუ (279) და (280) ტოლობებს ერთიმეორეს გავუტოლებთ, გვექნება.

$$f_3 W_{\text{სწ}} \gamma_{\text{სწ}} = \frac{G}{3600}$$

ან

$$\frac{\pi d_3^2}{4} W_{\text{სწ}} \gamma_{\text{სწ}} = \frac{G}{3600}.$$

საიდანაც ჟიკლურის დიამეტრი

$$d_3 = \sqrt{\frac{4G}{\pi W_{\text{სწ}} \gamma_{\text{სწ}} 3600}} \text{ მ} \quad (281)$$

§ 5. კარბურატორის მახასიათებელი

კარბურატორის მახასიათებელი ეწოდება მრუდს, რომელიც გამოხატავს ჰაერის სიჩქარის კოეფიციენტის (α) ცვალებადობას დიფუზორში არსებული გაუხშობების სიღრმეზე დამოკიდებულებას.

კარბურატორის მახასიათებელს, ჩვეულებრივ, აგებენ მისი გამოცდის შედეგების მიხედვით.

უმარტივესი კარბურატორისათვის მახასიათებლის აგება მოხერხდება, თუ (275) და (279) ტოლობებით გაუხშობების სხვადასხვა სიღრმისათვის გავიანგარიშებთ ჰაერისა და საწვავის ხარჯს (G_3 და $G_{\text{სწ}}$).

ასეთ შემთხვევაში მოცემული გაუხშობისათვის ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი α აქვს:

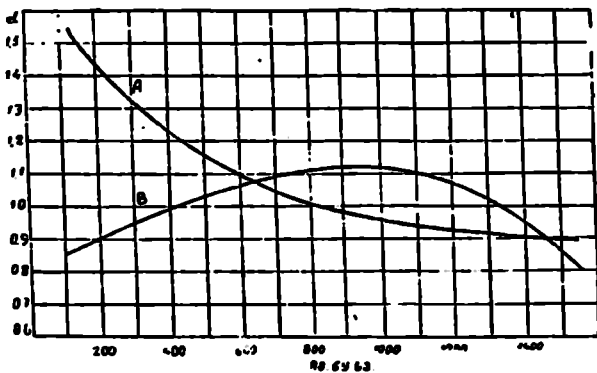
$$\alpha = \frac{G_1}{G_{\text{აფ}} l_0}$$

სადაც l_0 კმ/კვ არის მოცემული საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა.

უმარტივესი კარბურატორის სანიმუშო მახასიათებელი ნაჩვენებია 144-ე ნახაზზე (მრული A).

როგორც მახასიათებელი გვიჩვენებს (მრული A), უმარტივესი კარბურატორის მუშაობის დროს დიფუზორში გაუხშობის ზრდასთან ერთად საწვავი ნარევი მდიდრდება (ე. ი. α კლებულობს).

დიფუზორში გაუხშობა შეიძლება გაიზარდოს ძრავას დატვირთვის ან მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს. ეს უფლებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ შიგაწვის ძრავასათვის უმარტივესი კარბურატორის გამოყენების შემთხვევაში დატვირთვისა და ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად მოხდება საწვავი ნარევის თანდათანობით გამდიდრება.



ნახ. 144. კარბურატორი, მახასიათებელი.

ცხადია, რომ ამ მიზეზის გამო უმარტივესი კარბურატორის გამოყენება საავტოტრაქტორო ძრავასათვის დაუშვებელია.

გაუხშობის ზრდასთან ერთად, ნარევის გამდიდრება იმით აიხსნება, რომ კოეფიციენტი ϕ , ამ შემთხვევაში, თითქმის არ იცვლება. კოეფიციენტი ϕ კი მატულობს. ამის გარდა, გაუხშობის ზრდის დროს ჰაერის ზარჯის მაკრება მუხზრუქდება მისი სიმკვრივის შემცირებით. ამრიგად, ძრავას დატვირთვის ან ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან

ერთად (უმარტივესი კარბურატორის გამოყენების შემთხვევაში) მატულობს როგორც ჰაერის, ისე საწვავის ხარჯი, მაგრამ საწვავის ხარჯის მატების ინტენსივობა უფრო დიდია.

სასურველი მახასიათებელი, რომელიც საჭიროა პქონდეს მოცუ-
პული ძრავასათვის სწორად შერჩეულ კარბურატორს, ნაჩვენებია
144-ე ნახაზზე (მრუდი B).

მახასიათებელი აგებულია შემდეგ მოსაზრებათა საფუძველზე:

1. უქმი სვლითა და მცირე დატვირთვით (მცირე გაუზნოება დი-
ფუზორში) ძრავას მუშაობის დროს, ჰაერის მცირე სიჩქარის გამო,
ძლიერ უარესდება საწვავის გაფრქვევა და აორთქლება. ამ რეჟიმზე
ძრავას მუშაობის მდგრადობისათვის აუცილებელია, რომ კარბურა-
ტორმა შესაბამისად მოახდინოს საწვავის ნარევის გამდიდრება.

კარბურატორის სასურველ მახასიათებელზე ეს რეჟიმი შეესაბამე-
ბა დიფუზორში გაუზნოებას 100-დან 400-მდე მმ წყლის სვ. ამ უბანზე
მრუდი გვიჩვენებს გამდიდრებულ ნარევს, რადგანაც აქ $\alpha < 1$;

2. მაქსიმალური ეკონომიურობის მისაღწევად საჭიროა, რომ სა-
შუალო დატვირთვებით ძრავას მუშაობის დროს ნარევი რამდენადმე
გაღარიბებულ იქნეს ($\alpha > 1$).

მართალია, გაღარიბებულ ნარევს შეესაბამება ძრავას შემცირე-
ბული სიმძლავრე, მაგრამ საშუალო დატვირთვაზე ეს დასაშვებია,
რადგანაც საჭიროების შემთხვევაში სიმძლავრის გაზრდა მოხერხდება
დროსელის შემდგომი ვალებით.

ამის შესაბამისად B მრუდი (ნახ. 144) გვიჩვენებს ნარევის გაღა-
რიბებას გაუზნოების ზღვრებში 400-დან 1280-მდე მმ წყლის სვ. ამ
უბანზე $\alpha > 1$;

3. ძრავას მუშაობის დროს სრული დატვირთვით კარბურატორმა
ისევე უნდა მოახდინოს ნარევის გამდიდრება, როგორც ეს ნაჩვენებია
სასურველი მახასიათებლის მარჯვენა შტოზე, რაც საჭიროა ამ რეჟიმ-
ზე ძრავას სიმძლავრის გადიდებისათვის.

გარდა ამისა, კარბურატორმა უნდა უზრუნველყოს ნარევის გამ-
დიდრება ძრავას ამუშავების პერიოდში და დროსელის მკვეთრი გა-
ლების დროს.

A და B მრუდების (ნახ. 144) შედარება გვიჩვენებს, რომ უმარ-
ტივესი კარბურატორის მახასიათებელი მკვეთრად განსხვავდება კარ-
ბურატორის სასურველი მახასიათებლისაგან.

იმისათვის, რომ უმარტივესი კარბურატორის მახასიათებელი
მიუახლოვდეს სასურველ მახასიათებელს, ე. ი. უმარტივესი კარბურა-
ტორი გახდეს გამოსადეგი საავტოტრაქტორო ძრავასათვის, საჭიროა
მას დაემატოს დამატებითი საკომპენსაციო მოწყობილობანი.

დიზელის კვება და საწვავი ნარევის შექმნა

დიზელის კვების სისტემა უზრუნველყოფს ძრავას ცილინდრების მომარაგებას საჭირო რაოდენობის სუფთა ჰაერითა და საწვავით. საწვავი ისე უნდა მიეწოდოს ცილინდრში, რომ მოხერხდეს სწრაფი წვის უნარის მქონე ნარევის შექმნა. ამისათვის საჭიროა საწვავის ძლიერ წმინდა გაფრქვევა კუმშვის კამერაში მყოფ შეკუმშულ ჰაერში და შეფრქვეული საწვავის თანაბარი განაწილება ჰაერის მთელ მასაში. ამის გარეშე შეუძლებელია დიზელის მუშა პროცესის განხორციელება.

საწვავმიწოდებელი აპარატურა უნდა უზრუნველყოფდეს აგრეთვე მიწოდებულ საწვავის რაოდენობის რეგულირების შესაძლებლობას და წინასწარ დადგენილი შეფრქვევის მომენტის განხორციელებას.

ძრავას კვების სისტემის მიმართ წაყენებულ მოთხოვნებს განსაზღვრავს საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი.

§ 1. დიზელში საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი

კარბურატორიან ძრავასთან შედარებით დიზელში საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი ბევრად უფრო რთულ პირობებში მიმდინარეობს. ერთი და იმავე ბრუნთა რიცხვის დროს ნარევის შექმნაზე მოსული დრო დიზელში დაახლოებით ათჯერ ნაკლებია, ვიდრე კარბურატორიან ძრავაში.

კარბურატორიან ძრავაში ნარევის შექმნა იწყება ჟიკლურიდან საწვავის გამოფრქვევის მომენტიდან, გრძელდება შემწვავ მილში და მთავრდება ცილინდრში.

დიზელში ნარევის შექმნა იწყება ცილინდრში საწვავის შეფრქვევის მომენტიდან, რაც ხდება ზედა მკვდარ წერტილთან დგუშის შიახლოებისას და მთავრდება დგუშის შემდეგი მცირე გადაადგილების პერიოდში.

საწვავი ნარევის შექმნის არახელსაყრელი პირობებისა და საწვავმიწოდებელი აპარატურის არასრულყოფილობის გამო თანამედროვე დიზელის მუშაობა ხერხდება მხოლოდ ეანგბადის მნიშვნელო-

ვანი სიქარბით. ჟანგბადის (ე. ი. ჰერის) არასაკმარისი სიქარბის დროს ვერ ხორციელდება საწვავის სრული წვა და ძრავა ბოლვას იწყებს.

საწვავის წმინდა გაფრქვევა და მისი თანაბარი განაწილება შეკუმშული ჰერის მთელ მასაში ძირითადად დამოკიდებულია საწვავ-მიმწოდებელი აპარატურის მუშაობაზე, მაგრამ ამასთან ერთად, ეს მოვლენა მნიშვნელოვნად დამოკიდებულია სხვა პირობებზედაც; ასეთებია: ჰერის გრიგალური მოძრაობა, კუმშვის კამერაში ფრქვევანას განლაგება, გამფრქვევის კონსტრუქცია, საწვავსადენი ხერტილების რაოდენობა და მიმართულება. ამ ხერტილების გასავალი კვეთი, შეფრქვევის წნევა, საწვავის მიწოდების კანონი და სხვ.

ჰერის გრიგალური მოძრაობის დახმარებით საწვავის გაფრქვევისა და ჰერთან კარგი შერევის სურვილმა გაპოიწვია დიზელების კუმშვის კამერის სხვადასხვაგვარი რთული კონსტრუქციების შექმნა.

დიზელის მუშა პროცესის განხილვის დროს ნაჩვენები იყო, რომ ძრავას მუშაობის გაუმჯობესებისათვის ხელსაყრელია საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირება. ამ მიზნით საჭიროა, რომ შეკუმშულ ჰერში შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკები, რაც შეიძლება მალე გაცხელდეს თვითაალების ტემპერატურამდე. ეს მით უფრო სწრაფად მოხდება, რაც უფრო მცირე იქნება საწვავის ნაწილაკი და დიდი იქნება ჰერის ტემპერატურა. აქედან გამომდინარეობს, რომ საწვავი ნარევის შექმნის პროცესის გაუმჯობესება იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემცირებას.

ტუმბოს დახმარებით საწვავი შეიფრქვევა ცილინდრში მაღალი წნევით, რომელიც თანამედროვე ძრავებში იცვლება დიდ ზღვრებში: 10-დან 150-მდე მნ/მ² და მეტიც. შეფრქვევა იწყება ზედა მკვდარ წერტილზე 15-30°-ით ადრე და გრძელდება 5-20°-ის განმავლობაში მუხლა ლილვის შემობრუნების მიხედვით. ამ დროს კუმშვის კამერაში მყოფი ჰერის წნევა შეადგენს 3,5-4,0 მნ/მ²-ს, ხოლო ტემპერატურა 800-1000°K.

საწვავის შეფრქვევის სიჩქარე განისაზღვრება ცნობილი ფორმულით

$$W_{\text{საწვ}} = \varphi \sqrt{\frac{2(p_d - p_c) 10^6}{\gamma_{\text{საწ}}} = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p 10^6}{\gamma_{\text{საწ}}} \text{ მ/წმ.} \quad (282)$$

სადაც φ არის წინალობის კოეფიციენტი და მოცემული შემთხვევისათვის აიღება დაახლოებით 0,7;

p_d მნ/მ² — შეფრქვევის წნევა;

p_c მნ/მ² — წნევა კუმშვის კამერაში;

$\Delta p = p_0 - p_c$ -- წნევათა სხვაობა;
ჯაჟ კგ/მ³ საწვავის სიმკვრივე.

განსხვავებული კონსტრუქციის ფრქვევანებიდან სხვადასხვა სიჩქარით გამოფრქვეული საწვავი ქმნის სხვადასხვა გეომეტრიული ფორმის ჰაელს, რომელიც შეიძლება შეცვალოს ჰაერის სიმკვრივემ და გრიგალურმა მოძრაობამ.

დასახელებულ პირობებზე დამოკიდებულებით ჰაელი შეიძლება შეიცავდეს საწვავის სხვადასხვა დიამეტრის მქონე მცირე ნაწილაკებს, რომელთა რაოდენობა მილიონობით განისაზღვრება.

მცირე ნაწილაკებად საწვავის ჰაელის დაშლა მეტად რთული პროცესია და დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე.

გაფრქვევის დროს საწვავის ჰაელზე მოქმედებენ გარე და შიგა ძალები. გარე ძალები, რომლებიც იწვევენ საწვავის გაფრქვევას, განისაზღვრება იმ აეროდინამიკური ძალებით, რომლითაც ჰაერი მოქმედებს ჰაელისა და მისი განშტოებებს ზედაპირზე. გარე ძალების სიდიდე, თავის მხრივ, დამოკიდებულია საწვავისა და ჰაერის ფარდობით სიჩქარეზე, მოქმედების ზედაპირის სიდიდესა და ჰაერის სიმკვრივეზე. ჰაერის წინაღობა ცდილობს მოგლიჯოს ჰაელს საწვავის გამოშვებით ნაწილაკები და შუბლა ზედაპირზე მოქმედებით დაშალოს ჰაელი.

ამ ძალებს ეწინააღმდეგება საწვავის ზედაპირული დაკიმულობის ძალები, რომლებიც ცდილობენ შეინარჩუნონ ჰაელის მთლიანობა და საწვავის ნაწილაკების შიგა შეკიდულობის ძალები.

გაფრქვევა შეიძლება გაადვილდეს ჰაელის ცილინდრულობის დარღვევით საწვავის გამოდინების დასაწყისში. ამას იწვევს ჰაელის ზედაპირზე წინასწარი აგზნების არსებობა, რაც შეიძლება იყოს ძრავას ნჯღრევის, ხერეტილის არასწორი დამზადების, ზედაპირის ხორკლიანობისა და სხვათა შედეგი.

ჰაელის ზედაპირზე წინასწარი აგზნების არსებობა ზრდის აეროდინამიკურ ძალებს.

გაფრქვეული საწვავის საერთო ზედაპირი წარმოადგენს ცალკეული წვეთების ზედაპირების ჯამს. მისი განსაზღვრა შეიძლება შემდეგნაირად:

დავუშვათ, რომ სამუშაო პროცესში ცილინდრში შეტანილი საწვავი წარმოადგენს R რადიუსისა და A ზედაპირის მქონე მსხვილ წვეთს. როდესაც ეს წვეთი დაიშლება r რადიუსისა და α ზედაპირის მქონე n წვრილ ნაწილაკად, მაშინ საერთო ზედაპირი გახდება $n\alpha$.

თუ საწვავის წვეთებსა და ნაწილაკებს განვიხილავთ როგორც ბირთვებს, უფლება გვქვია დაწვროთ:

$$\frac{na}{A} = \frac{R}{r}. \quad (283)$$

მუშა პროცესის განმავლობაში შეფრქვეული g გ საწვავის მოცულობა იქნება $V = \frac{g}{\gamma}$ ან (ბირთვის მოცულობის მიხედვით)

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{g}{\gamma},$$

საიდანაც

$$R = \sqrt[3]{\frac{3g}{4\pi\gamma}} \approx 0,62 \sqrt[3]{\frac{g}{\gamma}}. \quad (284)$$

ამ გამოსახულებაში γ საწვავის სიმკვრივეა. შეფრქვეული საწვავის ზედაპირის ფართობი.

$$A = 4\pi R^2 = 4\pi \left(0,62 \sqrt[3]{\frac{g}{\gamma}} \right)^2 \approx 4,84 \sqrt[3]{\left(\frac{g}{\gamma} \right)^2}. \quad (285)$$

მიღებულ გამოსახულებას თუ შევიტანთ (283) ფორმულაში, მივიღებთ:

$$na = \frac{0,62 \sqrt[3]{\frac{g}{\gamma}} \cdot 4,84 \sqrt[3]{\left(\frac{g}{\gamma} \right)^2}}{r} \approx 3 \frac{g}{r\gamma}. \quad (286)$$

საიდანაც გაფრქვეული ნაწილაკების რაოდენობა

$$n = \frac{3g}{r\gamma a} = \frac{3g}{r\gamma 4\pi r^2} \approx 0,239 \frac{g}{r^3\gamma}. \quad (287)$$

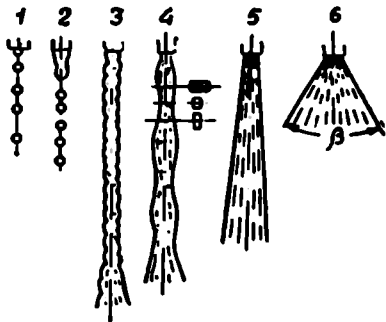
ზემომოყვანილი ფორმულების გამოყენება შესაძლებელი გახდება მხოლოდ მაშინ, თუ ექსპერიმენტული გზით გამოვარკვევთ გაფრქვეული ნაწილაკების საშუალო რადიუსს. ასეთი ექსპერიმენტის ზუსტი დაყენება პრაქტიკულად შეუძლებელია. მიახლოებით ამას აღწევენ ლუბის საშუალებით ხელოვნურად დამზადებულ კამერაში შეფრქვეული საწვავის, ნაწილაკების საშუალო დიამეტრის გაზომვით.

სატრაქტორო ტიპის დიზელების კუმშვის კამერაში შეფრქვეული საწვავის ნაწილაკების საშუალო დიამეტრი შეადგენს 0,0020-

—0,0005 მმ-ს, რაც იმის მაჩვენებელია, რომ საწვავის ყოველი პორცია იშლება უამრავ ნაწილაკებად.

ნახ. 145-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ქაველის ფორმის ცვალებადობის სქემები შეფრქვევის წნევისა და, მაშასადამე, შეფრქვევის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით.

სქემა ისეა შედგენილი, რომ თანმიმდევრულად ნაჩვენებია ქაველის ფორმის ცვალებადობა შეფრქვევის სიჩქარის თანდათანობითი მატების დროს (1-დან 6-მდე).



ნახ. 145. საწვავის ქაველის ფორმის ცვალებადობა.

პირველი ფორმა (ნახ. 145; 1) შეესაბამება საწვავის გამოდინების ძლიერ მცირე სიჩქარეს; ამ დროს საქმენიდან საწვავე გამოდის მსხვილი წვეთების სახით, გამოფრქვევის სიჩქარის თანდათანობითი ზრდა აუმჯობესებს ქაველის ფორმას (ნახ. 145, 2, 3, 4); სიჩქარის განსაზღვრული სიდიდის

დროს საწვავის დაშლა იწყება გამოსავალ ხვრეტილთანვე და იქმნება გაფრქვევის კონუსი (ნახ. 145, 5). გამოდინების სიჩქარის შემდეგ ზრდა აუმჯობესებს საწვავის დაშლას და გაფრქვევის კონუსის კუთხე (β) იზრდება (ნახ. 145, 6).

აღსანიშნავია, რომ მაღალხარისხოვანი საწვავე ნარევის მისაღებად აუცილებელია გაფრქვევის კონუსის შექმნა, რომელიც, შეფრქვევის წნევისა და სიჩქარის გარდა, დამოკიდებულია აგრეთვე შეკუმშული ჰაერის სიმკვრივეზე.

გაფრქვევის კონუსის კუთხე, ჩვეულებრივ, ცვალებადობს $\beta = 15^{\circ} - 20^{\circ}$ ზღვრებში.

საწვავის გაფრქვევის ხარისხის შეფასების დროს ერთიმეორისაგან განასხვავებენ გაფრქვევის სიწმინდესა და გაფრქვევის ერთგვარობას. გაფრქვევის სიწმინდეს გვიჩვენებს ნაწილაკების უმრავლესობის დიამეტრის სიდიდე, ხოლო გაფრქვევის ერთგვარობას კი სხვადასხვა ნაწილაკის დიამეტრებს შორის სხვაობა.

აღვილი წარმოსადგენია, რომ პრაქტიკულად შეუძლებელია მივაღწიოთ იმას, რომ ყველა შეფრქვეული ნაწილაკის დიამეტრი ერთნაირი იქნება.

საწვავის წმინდა და ერთგვაროვანი გაფრქვევის გარდა, საჭირო.. რომ საწვავის ქავლს და, მაშასადამე, საწვავის ცალკეულ ნაწილაკებს ჰქონდეს გატყორცნის საკმარისი სიმორე. გატყორცნის სიმორე წარმოადგენს იმ მანძილს, რომელიც, დროის განსაზღვრულ მონაკვეთში საწვავის ნაწილაკმა გაიარა ჰაერის შეკუმშულ მასაში.

თუ გატყორცნის სიმორე მცირეა, მაშინ საწვავის ნაწილაკები ვერ აღწევენ კუმშვის კამერის კედლებს და ამ კედლებთან მყოფი ჰაერი გამოუყენებელი დარჩება. თუ გატყორცნის სიმორე გადამეტებულიად დიდია, მაშინ საწვავის ნაწილაკები დაეჭახება კედლებს. ერთმეორეს შეუერთდება და შეაფერხებს წვას (ნაწვის ძლიერი გამოყოფით).

საწვავის გატყორცნის სიმორე ისეთი უნდა იყოს, რომ ნაწილაკები მივიდნენ კუმშვის კამერის კედლებთან მეტად ახლოს, ისე რომ მათ არ დაეჭახონ. ამ დროს კამერაში მყოფი უანგზადი კარგად იქნება გამოყენებული და წვის პროცესი გაუმჯობესდება.

საწვავის გატყორცნის სიმორე შეისწავლება ექსპერიმენტული წესით.

გატყორცნის სიმორის ანალიზური გამოთვლა მაღალი სიზუსტით არ ხერხდება. არსებობს მხოლოდ გამოთვლის სავარაუდო მეთოდები.

გატყორცნის სიმორის ექსპერიმენტული შესწავლა ძირითადად ემყარება შეფრქვევის პროცესის მყის ფოტოგადაღებას, რომლის დროსაც მაღალი სიზუსტით დატულია დრო ცალკეულ გადაღებებს შორის. პროცესის სრული ასახვისათვის საჭიროა, რომ ფოტოგადაღება წარმოებდეს დიდი სისწრაფით, არანაკლებ 4000 გადაღებისა წამში.

გამოკვლევის შედეგად დადგენილია, რომ ქავლის გატყორცნის სიმორე ძირითადად დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: შეფრქვევის წნევა, იმ სივრცის წნევა, სადაც წარმოებს შეფრქვევა, ჰაერისა და საწვავის ტემპერატურა, საქმენი ხერეტილის დიამეტრი, საწვავის ტუმბოს მუშტა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, მუშტას პროფილი. საწვავის კუთრი წონა და საქმენის კონსტრუქცია.

შეფრქვევის წნევის გადიდება საწყისი სიჩქარის გადიდების გამო გატყორცნის სიმორის გადიდებას იწვევს. მაგალითად, ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს შეფრქვევის წნევის გადიდება 100-დან 500-მდე კგ/სმ² გამოიწვია გატყორცნის სიმორის სამმაგად გადიდება.

იმ ჰაერის წნევის გადიდება, რომელშიც ხდება საწვავის შეფრქვევა, იწვევს აირის სიმკვრივის და ამიტომ წინაღობის გადიდებას, რასაც თან სდევს გატყორცნის სიმორის შემცირება.

ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ჰაერისა და, განსაკუთრებით,

საწვავის ტემპერატურის ზრდა იწვევს გატყორცნის, სიშორის შემცირებას, რაც ძირითადად საწვავის აორთქლებას უნდა მიეწეროს.

საწვავის კარგ გაფრქვევასთან ერთად საწვავი ნარევის შექმნის პროცესზე დადამყვეტ გავლენას ახდენს წვის კამერის ფორმა და კონსტრუქცია. აუცილებლად საჭიროა, რომ წვის კამერის ფორმა შესაბამებოდეს საწვავის ქაელის ფორმასა და მიმართულებას. ამას გარდა, კამერის შიგა მოხაზულობა ხელს უნდა უწყობდეს კუმშვის დროს ჰაერის გრივალურ მოძრაობას და ჰაერის მასაში საწვავის გაფრქვეული ნაწილაკების კარგ შერევას.

§ 2. საწვავის ტემპერატურა და ურთიერთობა წვის პროცესის გაანალიზება

მაღალი წნევის საწვავის ტუმბოს დანიშნულებაა მიაწოდოს ძრავას ცილინდრებში საწვავი. ზუსტად იმ რაოდენობით, რაც შეესაბამება ძრავის დატვირთვას. მიწოდებული საწვავის წნევა უნდა უზრუნველყოფდეს საწვავის კარგ გაფრქვევას; ამას გარდა, საწვავის მიწოდების მომენტი ზუსტად უნდა იყოს განსაზღვრული.

მაღალი წნევის ტუმბოს კონსტრუქციულ განხორციელებას ართულებს ერთ ციკლზე მისაწოდებელი საწვავის რაოდენობის სიმცირე და მიწოდების მცირე ხანგრძლიობა. რთულია აგრეთვე მისაწოდებელი საწვავის რაოდენობის ცვლა ძრავის დატვირთვის შესაბამისად.

არსებობს საწვავის ტუმბოს სხვადასხვა სქემა, რომელთაგან თანამედროვე ძრავებისათვის ძირითადად გამოიყენება მკვეთარული ტიპის ტუმბოები, სადაც მისაწოდებელი საწვავის რაოდენობა ყვინთას შემობრუნებით იცვლება.

ასეთი ტუმბო, ჩვეულებრივ, შედგება ერთ გარსაცმში მოწყობილი სექციებისაგან, რომელთაგან თითოეული ემსახურება ძრავას თითო ცილინდრს. ამრიგად, ტუმბოს აქვს იმდენი სექცია, რამდენი ცილინდრიც აქვს ძრავას (გარდა გამონაკლისისა).

ტუმბოს სექციები ფოლადისაგან დამზადებული მაღალი წნევის მილებით ფრქვევანებს უერთდება.

ტუმბო ისეა აგებული, რომ ყვინთას აწევა ზევით და საწვავის კუმშვა წარმოებს განსაზღვრული პროფილის მქონე მუშტას გავლენით, ხოლო ყვინთას მოძრაობა ქვევით — ზამბარას ღრეკალობით.

ძრავას მახასიათებლების განხილვის დროს ნაჩვენები იყო, რომ დიზელის მახასიათებლის გაუმჯობესებისათვის საჭიროა საწვავიმიწოდებელ სისტემაში მიწოდების კორექტორის გათვალისწინება. ამის შე-

საბაჰისად ყველა ტუმბოს (ან უფრო ხშირად რეგულატორს) მოწყობილი აქვს საწვავის მიწოდების შემასწორებელი კორექტორი.

ტუმბოს ძირითად ზომებს (ყვინთას დიამეტრი და სელა) გაიანგარიშებენ საწვავის საათობრივი ხარჯის მიხედვით.

თუ k ერთ საათში ხარჯავს G კგ საწვავს, მაშინ საწვავის რაოდენობა, რომელიც უნდა მიეწოდოს ერთ ცილინდრს ერთი ციკლის განმავლობაში, იქნება

$$\Delta g = \frac{Gk}{120 ni} \text{ კგ/ციკლი.} \quad (22b)$$

სადაც n არის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი. წთ:

i — ცილინდრების რაოდენობა:

k — ტაქტიანობის კოეფიციენტი (ოთხტაქტიანისათვის $k=1$, ორტაქტიანისათვის $k=2$).

შესატრქვევი საწვავის მოცულობა

$$V = \frac{\Delta g}{\gamma} = \frac{Gk}{120 ni \gamma} \text{ ლ}^3/\text{ციკლი.} \quad (22a)$$

სადაც γ კგ/ღკ არის საწვავის სიმკვრივე.

საწვავის საათობრივი ხარჯი (G კგ/სთ) შეიძლება გამოვსახოთ ძრავას სიმძლავრით (N_e) და საწვავის კუთრი ხარჯით (g_e):

$$G = N_e g_e \text{ კგ/სთ.}$$

მაშინ

$$\Delta V = \frac{N_e g_e k}{120 ni \gamma} \text{ ლ}^3/\text{ციკლი.}$$

იმისათვის, რომ ტუმბომ უზრუნველყოს ΔV მოცულობის საწვავის შეფრქვევა, მისი მუშა მოცულობა უნდა იყოს შესატრქვევი საწვავის მოცულობაზე მეტი, ე. ი.

$$\Delta V_0 > \tau_0 \Delta V,$$

სადაც τ_0 კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს საწვავის კუმულაციას, საწვავის დანაკარგს, მიღების გაბერვას მაღალი წნევისაგან და სხვ. მისი სიდიდე იცვლება $\tau_0 = 2 \div 4$ ფარგლებში.

მას შემდეგ, როდესაც შერჩეულია τ_0 კოეფიციენტის სიდიდე, ყვინთას დიამეტრსა (d) და სელას (s) გაიანგარიშებენ ტოლობიდან

$$\Delta V_0 = \frac{\pi d^3}{4} s.$$

გამოთვლის დროს მხედველობაში უნდა გვქონდეს, რომ სერტი

ტორი ძრავებისათვის ყვინთას დიამეტრი აიღება არანაკლებ 6 მილი-
მეტრისა, ხოლო ფარდობა $\frac{s}{d} = 1 \div 1,7$.

დიზელის ფრქვევანა ახდენს საწვავის შეფრქვევას და მისი ნაწი-
ლაკების განაწილებას შეკუმშული ჰაერის მასაში.

არსებული ფრქვევანები იყოფა ორ ჯგუფად: ღია და დახურულ
ფრქვევანებად.

ღია ფრქვევანას არა აქვს მოწყობილობა, რომელიც შეფრქვევის
დამთავრების შემდეგ გათიშავს ძრავას კუმშვის კამერის სივრცეს მა-
ღალი წნევის მიღებისაგან.

დახურულ ფრქვევანაში გამოყენებულია ჩამკეტი ნემსა, რომე-
ლიც დატვირთულია ზამბარით და იღება ავტომატურად საწვავის წნე-
ვით (პიდრავლიკური მართვა). ზოგ კონსტრუქციაში ნემსას მართვა
წარმოებს მექანიკურად.

ფრქვევანას ყველაზე მეტად საპასუხისმგებლო ელემენტს წარმო-
ადგენს გამფრქვევი, რომლიდანაც გამოდინების დროს საწვავის ქვე-
ლი იშლება.

ღია ფრქვევანები, კონსტრუქციული სიმარტივის მიუხედავად.
უართოდ ვერ გავრცელდა, ვინაიდან ასეთი ფრქვევანა ვერ უზრუნ-
ველყოფს საწვავის მიწოდების მკვეთრ დაწყებასა და დამთავრებას.
რის გამოც ადგილი აქვს საწვავის ჩამოწვევასა და ნაწვის შექმნას.

ღია ფრქვევანის საქშენის ხერეტილის დიამეტრა 0,15-0,2 მმ-ს
შეადგენს.

შეფრქვევის წნევა ძირითადად დამოკიდებულია საქშენის დია-
მეტრსა და ყვინთას სიჩქარეზე.

ფრქვევანას საქშენი ხერეტილის დიამეტრი დამოკიდებულია შე-
საფრქვევი საწვავის რაოდენობაზე, შეფრქვევის საქირო წნევასა და
შეფრქვევის ხანგრძლივობაზე.

შეფრქვევის წნევის სიდიდეს ადგენენ საწვავი ნარევის შექმნისა-
თვის მიღებული სქემის მიხედვით. შეფრქვევის ხანგრძლივობას კი
გაიანგარიშებენ იმ კუთხის მიხედვით, რომელზედაც შემობრუნდება
მუხლა ლილვი საწვავის შეფრქვევის განმავლობაში.

შეფრქვევის β კუთხე არსებული საავტოტრაქტორი თვითაალება-
დი ძრავებისათვის იცვლება $\beta = 8 \div 30^\circ$ ზღვრებში; მაშინ, თუ n იქნება
მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში, შეფრქვევის ხანგრძლივობა
გამოსახება ტოლობით:

$$t = \frac{60 \beta}{360 n} = \frac{\beta}{6 n} \text{ წმ.} \quad (700)$$

ფრქვევანას საქმენიდან გამოდინებული საწვავის საშუალო სიჩქარე

$$w = \varphi \sqrt{2 \frac{p' - p_3}{\gamma}}$$

სადაც φ არის გამოდინების კოეფიციენტი;

p' ნ/მ² — შეფრქვევის საშუალო წნევა;

p_3 ნ/მ² — ცილინდრში აირის წნევა;

γ კგ/მ³ — საწვავის სიმკვრივე.

φ კოეფიციენტის მნიშვნელობა იცვლება 0,7-; -0,8 ზღვრებში.

ერთი ციკლის განმავლობაში ერთ ცილინდრში შესაფრქვევი საწვავის ΔV მოცულობას თუ ისე გამოვიანგარიშებთ, როგორც ეს შესრულებული იყო საწვავის ტუმბოსათვის და ფრქვევანას საქმენის განიკვეთის აღვნიშნავთ f ასოთი, მაშინ შეიძლება დავწეროთ:

$$\Delta V = f \omega t.$$

ამ ტოლობიდან შეიძლება გამოვიტვალოთ საქმენის განიკვეთის სიდიდე და დიამეტრიც, გვექნება

$$f = \frac{\Delta V}{\omega t} = \frac{\pi d^2}{4} i,$$

საიდანაც

$$d = \sqrt{\frac{4 \Delta V}{\omega t \pi i}} \quad (291)$$

სადაც d არის საქმენის ხერხტილის დიამეტრი:

i — ხერხტილების რაოდენობა.

ძრავას გაგრილების სისტემა

§ 1. ზოგადი განმარტება

ძრავას მუშაობის დროს მის ცილინდრში საწვავის წვის შედეგად გამოიყოფა სითბოს განსაზღვრული რაოდენობა. ამ სითბოს მნიშვნელოვანი ნაწილი გადაეცემა ძრავის ნაწილებს, რაც მათს გაცხელებას იწვევს. ეს გარემოება პირველ რიგში შეეხება ძრავას ისეთ ნაწილებს, როგორცაა: ცილინდრი, დგუში, სახურავი და სარქველები. ეს ნაწილები უშუალოდ ეხება ცხელ აირებს და მაღალ ტემპერატურაზე ცხელდება.

ძრავას გაგრილების სისტემის დანიშნულება ისაა, რომ მან დაიცვას ძრავას ნაწილები გადამეტებული გაცხელებისაგან.

შიგაწვის ძრავას მუშაობა გაგრილების გარეშე წარმოუდგენელია. რადგანაც ასეთ შემთხვევაში გადახურებული ნაწილების სიმტკიცე დაირღვევა, გამოიწვევა ზეთი, მოხახუნე ზედაირები გაიჰქეება და ძრავა გამოვა წყობილებიდან.

არასაკმარისი გაგრილების შემთხვევაში (გადახურებული ძრავა) შემცირდება ცილინდრების შეესება, გაიზრდება ხახუნი, მოხდება წინასწარი ფეთქევები (კარბურატორიან ძრავაში) და ძრავა ცუდი მაჩვენებლებით იმუშავებს.

დაუშვებელია აგრეთვე ძრავას გადამეტებული გაგრილება, რადგანაც ეს იწვევს სითბოს გაძლიერებულ კარგვას, წვის პროცესის გაუარესებას, საწვავის კონდენსაციას და სხვ.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ გაგრილების დროს სითბოს მოცილება ენერჯის დანაკარგს წარმოადგენს, მაგრამ ასეთი დანაკარგის არსებობა აუცილებელია ძრავას ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად.

ძრავას გაგრილებით შექმნილი იძულებითი დანაკარგის სიდიდე დამოკიდებულია ძრავას ტიპზე, კონსტრუქციასა და მისი მუშაობის რეჟიმზე; ამ დანაკარგების სიდიდე წვის დროს გამოყოფილი სითბოს საშუალოდ 25—35%-ს შეადგენს.

ძრავას გაგრილება იმაში მდგომარეობს, რომ გაცხელებული ნაწილებისაგან ართმეული სითბო ატმოსფერულ ჰაერს გადაეცემა. ცხადია, ასეთი გაგრილება ნაწილობრივ ბუნებრივადაც განხორციელდება. რადგანაც ძრავას ნაწილები უშუალოდ ეხება ატმოსფერულ ჰაერს. ამას გარდა, სითბოს ნაწილობრივ მოცილებას შეზღუდვის სისტემაც ახდენს. მაგრამ ყველაფერი ეს საკმარისი არაა და ძრავას ნორმალური მუშაობის მისაღწევად საჭირო ხდება ისეთი სპეციალური გამაგრილებელი სისტემის არსებობა, რომელიც გაცხელებული ნაწილებისაგან სითბოს იძულებით და ინტენსიურად მოაცილებს.

მართლაც, თანამედროვე საავტოტრაქტორო ძრავას ცილინდრებში აირის საშუალო ტემპერატურა აღწევს 800—1000°-ს. ასეთ პირობებში, თუკი არ იწარმოებს სითბოს იძულებითი და ინტენსიური მოცილება, შეუძლებელი გახდება მოხახუნე ზედაპირების შეზღუდვის განხორციელება, ამას მოჰყვება ნაწილების ტემპერატურული დეფორმაციები, დაირღვევა ღრეჩოები და ხეხვის ზრდასთან ერთად მოხდება ნაწილების გაქექვა. ამას გარდა, მოსალოდნელია აგრეთვე ბაბიტოვან საკისრების ჩამოდნობაც.

ძრავას გაგრილება ისეთი ინტენსივობით უნდა ხდებოდეს, რომ ცხელ აირებთან უშუალო შეხებაში მყოფი ნაწილების ტემპერატურა არ აღემატებოდეს დასაშვებ სიდიდეებს.

თანამედროვე საავტოტრაქტორო ძრავებში, მათი ნორმალური მუშაობის დროს, ცხელ აირებთან უშუალო შეხებაში მყოფი ნაწილების ტემპერატურა საშუალოდ შემდეგი სიდიდეებით გამოისახება:

- | | |
|-----------------------------------|-------|
| 1. გამომშვები საჩქვლის თეფში | 600°. |
| 2. შემშვები საჩქვლის თეფში | 300°. |
| 3. თუჯის დგუშის ძირი | 400°. |
| 4. მსუბუქი შენადნობის დგუშის ძირი | 250°. |
| 5. ცილინდრის სახურავი | 150°. |
| 6. ცილინდრის კედელი | 110°. |

სავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ძირითადად გამოიყენება წყლით გაგრილების სისტემა, სადაც გაცხელებული ნაწილებიდან სითბო გადაეცემა ცილინდრების პერანჯის მეშვეობით. შემდეგ რადიატორში წყლის გავლის დროს სითბო გადაეცემა ატმოსფერულ ჰაერს.

ზოგიერთ გამონაკლის შემთხვევაში, წყლის მაგიერ გაგრილების სისტემისათვის იყენებენ ისეთ სითხეს, რომელსაც დუღილის მეტად მაღალი და გაყინვის ჩვეულებრივზე დაბალი ტემპერატურა აქვს. ასეთი სითხის მაგალითს წარმოადგენს ეთილენგლიკოლისა და წყლის ნარი-

ვი, რომლის დუდილის ტემპერატურა დაახლოებით 170°C-ს უდრის. ხოლო გაყინვის ტემპერატურა — 18°C-ს.

გაგრილების სისტემაში სპეციალური სითხის გამოყენება მიზნად ისახავს სისტემის ტევადობის, სითბოს დანაკარგებისა და ზამთრის პირობებში გაყინვის საშიშროების შემცირებას.

სითხით გაგრილების გარდა, გვხვდება აგრეთვე ჰაერით გაგრილების სისტემები, სადაც ცილინდრებისა და მათი სახურავების გარე ზედაპირს უშუალოდ ხედება გამაგრილებელი ჰაერის ნაკადი.

ვინაიდან ჰაერისათვის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი, წყლისათვის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტთან შედარებით, დაახლოებით 20-ჯერ ნაკლებია, ამიტომ ჰაერით გაგრილების შემთხვევაში საჭიროა გამაგრილებელი ჰაერის ნაკადის მოძრაობის მაღალი სიჩქარე და ნაწიბურების მოწყობის გზით სითბოს გადაცემა ზედაპირის მნიშვნელოვანი გადიდება.

ქვემოთ განხილულია მხოლოდ წყლით გაგრილების სისტემა.

წყლით გაგრილების შემთხვევაში ძრავას ცილინდრებისა და მათი სახურავების გარშემო მოწყობილია პერანგი, რომელშიც ჩასხმულია წყალი. პერანგი მილყელებით შეერთებულია რადიატორთან. ძრავას მუშაობის დროს პერანგში მყოფი წყალი ცხელდება და ახდენს ძრავას გაგრილებას. პერანგებში გაცხელებული წყალი გადადის რადიატორში, სადაც ის გარემოსათვის სითბოს გადაცემის გამო გრილდება. რადიატორში გაგრილებული წყალი ხელახლა ბრუნდება ძრავას პერანგებში და, ამრიგად, ძრავას მუშაობის დროს წყალი მუდმივ ბრუნვაში (ცირკულაციაში) იმყოფება.

იმის მიხედვით, თუ რა გზით ხორციელდება წყლის ცირკულაცია, არჩევენ გაგრილების სამ სისტემას: თერმოსიფონურს, იძულებითსა და შერეულს.

გაგრილების თერმოსიფონური სისტემის დროს წყლის ცირკულაცია ხდება იმის გამო, რომ წყლის ტემპერატურის ზრდასთან ერთად სიმკვრივე მცირდება. ამის შემდეგ პერანგებში გაცხელებული წყალი ზევით იწევს და გადადის რადიატორში, მის ადგილს კი პერანგში იკავებს რადიატორიდან შესული გაგრილებული წყალი. ეს გარემოება ქმნის ცირკულაციის განსაზღვრულ მიმართულებას — პერანგიდან ზედა მილყელით რადიატორისაკენ და რადიატორიდან ქვედა მილყელით პერანგისაკენ.

გაგრილების თერმოსიფონური სისტემის უპირატესობა მისი კონსტრუქციული სიმარტივეა. ამავე დროს ამ სისტემას ახასიათებს მნიშვნელოვანი ნაკლი. რაც ცირკულაციის მცირე სიჩქარეში გამოიხატება. ცირკულაციის მცირე სიჩქარის შედეგად საჭიროა გაგრილების სისტემის ტევადობის მნიშვნელოვანი გადიდება. ამ მიზეზის გამო გაგრილე-

ბის თერმოსიფონური სისტემა დიდი უხეში და მძიმე გამოდის. ეს ნაკლი საესებით აღმოფხვრილია გაგრილების იძულებითი სისტემაში. სადაც წყლის ცირკულაციის სიჩქარის გადიდებისათვის მოწყობილია სპეციალური ტუმბო.

ტუმბოს არსებობის გამო გაგრილების იძულებითი სისტემის კონსტრუქციის ნაწილობრივი გართულება ამ სისტემის ნაკლად უნდა ჩაითვალოს.

ზოგ შემთხვევაში თერმოსიფონური მოქმედებით შექმნილი ცირკულაციის სიჩქარის გადიდებისათვის სისტემაში ჩართულია ფრთოვანა, რომელიც თავისი ბრუნვით ზრდის წყლის ბრუნვის სიჩქარეს. ხშირად ფრთოვანა დამუშავებულია ვენტოლატორის ლილვაკზე.

თანამედროვე საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავებისათვის ძირითადად გამოყენებულია გაგრილების იძულებითი სისტემა.

რადიატორი, რომელიც ყველა სისტემის აუცილებელი ნაწილია. წარმოადგენს გარემოსთან შეხების დიდი ფართობის მქონე კუროვს. ეს გარემოება აჩქარებს გამაგრილებელი წყლიდან ატმოსფერული ჰაერისათვის სითბოს გადაცემის პროცესს. ამ პროცესის კიდევ უკიდურესად დაჩქარებისათვის იყენებენ ვენტოლატორს, რომელიც ტუმბოს რადიატორში გამაგრილებელი ჰაერის სწრაფ მოძრაობას უზრუნველყოფს. შესაბამისად ვენტოლატორის ჩართვა ჰაერის შეწოვას გარედან ძრავასაკენ.

გაგრილების სისტემამ უნდა უზრუნველყოს ძრავას ნორმალური სითბური რეჟიმი, რისთვისაც საჭიროა, რომ ძრავადან გამომავალი წყლის ტემპერატურა იყოს 80—90°C.

ძრავას მუშაობის დროს წყლის ნორმალური ტემპერატურის შესანარჩუნებლად იყენებენ თერმოსტატს.

გაგრილების სისტემაში მინადულის შესამცირებლად უნდა გამოვიყენოთ რბილი წყალი. ხისტი წყლის გამოყენების შემთხვევაში საჭიროა მისი წინასწარი დარბილება.

§ 2. გაგრილების სისტემის გაანგარიშება

ქვემოთ მოცემულია გაგრილების სისტემის გაანგარიშების ორგანიზაციის სქემა. კერძოდ, განხილულია საავტომობილო სისტემის სისტემაში მყოფი წყლის რაოდენობის, რადიატორის გამაგრილებელი ფართობისა და რადიატორში გამაგრილებელი ჰაერის რაოდენობის გაანგარიშება.

არჩნებული სითბოს რაოდენობა. სითბოს რაოდენობა, რომელიც გაგრილების სისტემით უნდა იქნეს განრიცხული, ძრავასაგან, შეიძლება გამოვთვალოთ ძრავას სითბური ბალანსის გამოსახულებიდან

$$Q_{3,3} = |H_{11} - (Q_{11} + Q_{22} + Q')| G_{3,3} \quad (292)$$

სადაც $G_{3,3}$ არის საწვავის საათობრივი ხარჯი.

სავარაუდო გამოთვლებისათვის შეიძლება მივიღოთ:

ჩაკიდებული სარქველების მქონე კარბურატორიანი ძრავებისათვის

$$Q_{3,3} = (500 \div 650) N_{\text{კალ}}/\text{სთ.}$$

გვერდითი სარქველების მქონე კარბურატორიანი ძრავებისათვის

$$Q_{3,3} = (600 \div 750) N_{\text{კალ}}/\text{სთ.}$$

ღიზელებისათვის

$$Q_{3,3} \approx 00 N_{\text{კალ}}/\text{სთ.}$$

ნაჩვენები წესით გამოთვლილი არჩნებული სითბო გამოსახავს არჩნებული სითბოს საშუალო რაოდენობას, რომელიც შეესაბამება ძრავას მუშაობას სრული დატვირთვით. საერთოდ, არჩნებული სითბოს რაოდენობა დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა: მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, საწვავი ნარევის ხარისხი, ანთების ან საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის სიდიდე, მასალა, რომლისგანაც დამზადებულია ტილინდრები. მათი სახურავები და სხვ.

სისტემაში მყოფი წყლის რაოდენობა გავრილების სისტემის რომელიმე მილყელში ერთი საათის განმავლობაში გავლილ წყალს, ჩვეულებრივ, უწოდებენ ცირკულაციაში მყოფ წყალს ($G_{\text{ცკ}}/\text{სთ}$).

თუ პერანგში შემავალი წყლის ტემპერატურა იქნება t_1 , ხოლო პერანგიდან გამომავალი წყლის ტემპერატურა t_2 , მაშინ სიდიდე, $\alpha_1 G_{\text{ცკ}}$ გამოსახავს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც ჰქონდა წყალს პერანგში შესვლამდე, $\alpha_2 G_{\text{ცკ}}$ სიდიდე კი — სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც წყალს აქვს პერანგიდან გამოსვლის შემდეგ (აქ c წყლის სითბოტევადობაა).

ადვილი წარმოსადგენია. რომ $\alpha_2 G_{\text{ცკ}} - \alpha_1 G_{\text{ცკ}} = Q_{3,3}$ სხვაობა მოგვცემს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც წყალმა მოაცილა ძრავას (არჩნებული სითბო). ამრიგად,

$$\alpha_2 G_{\text{ცკ}} - \alpha_1 G_{\text{ცკ}} = Q_{3,3}$$

საიდანაც ცირკულაციაში მყოფი წყლის რაოდენობა იქნება

$$G_{\text{ცკ}} = \frac{Q_{3,3}}{c(t_2 - t_1)} \quad (293)$$

t_2 ტემპერატურა ნორმალური ძრავასათვის საშუალოდ უნდა იყოს $80-90^\circ\text{C}$.

იაც შეეხება I_1 ტემპერატურას, ის აიღება:
გაგრილების თერმოსიფონური სისტემისათვის

$$I_1 = I_2 - (12 \div 20);$$

გაგრილების იძულებითი სისტემისათვის

$$I_1 = I_2 - (5 \div 10).$$

საქარაუდო გამოთვლებისათვის შეიძლება მივიღოთ:
ჩაყიდული სარქველების მქონე კარბურატორიანი ძრავასათვის.

$$G_F = (6 \div 8) N_e \text{ კვ/სთ (იძულებით გაგრილება),}$$

$$G_F = (7 \div 10) N_e \text{ კვ/სთ (თერმოსიფონური გაგრილება);}$$

ვერდითი სარქველების მქონე კარბურატორიანი ძრავასათვის

$$G_F = (7 \div 10) N_e \text{ კვ/სთ (იძულებითი გაგრილება),}$$

$$G_F = (8 \div 11) N_e \text{ კვ/სთ (თერმოსიფონური გაგრილება);}$$

ღიზელებისათვის

$$G_F \approx 7 N_e \text{ კვ/სთ (იძულებითი გაგრილება).}$$

ძრავების გამოცდის დროს (293) ფორმულას იყენებენ არინებულ-ლი სითბოს რაოდენობის გამოთვლისათვის. ასეთ შემთხვევაში ექსპერიმენტული გზით ზომავენ I_1 და I_2 ტემპერატურებთან ერთად ცირკულაციაში ნამდვილად მყოფ (G_F) წყლის რაოდენობას, რის შემდეგ გამოიანგარიშებენ $Q_{კაგ}$ სიდიდეს.

გაგრილების სისტემაში მყოფი წყლის რაოდენობა (G'_F) დამოკიდებულია ტუმბოს მიწოდებაზე.

სატრაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ იღებენ

$$G'_F = (1 \div 2) N_e \text{ კვ.}$$

რადიატორში გამავალი ჰაერის რაოდენობა. რადიატორში ერთი საათის განმავლობაში გამავალი ჰაერის რაოდენობა ან, რაც იგივეა, ვენტილატორის მწარმოებლობა განისაზღვრება იმ პირობის მიხედვით, რომ ამ ჰაერმა უნდა მოახდინოს რადიატორისაგან $Q_{კაგ}$ კალორია სითბოს სრული არინება.

თუ რადიატორში შემავალი ჰაერის ტემპერატურა იქნება t_1 . ხოლო რადიატორიდან გამავალი ჰაერის ტემპერატურა t_2 . მაშინ შეიძლება დავწეროთ

$$Q_{\text{ავ}} = c_p (\tau_2 - \tau_1) G_1,$$

სადაც G_1 არის რადიატორში ერთი საათის განმავლობაში გავლილი ჰაერის რაოდენობა, კგ/სთ;

c_p — ჰაერის თბოტევადობა.

ამ გამოსახულებიდან მივიღებთ:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{ავ}}}{c_p (\tau_2 - \tau_1)}. \quad (294)$$

მიღებული ფორმულის მიხედვით ჰაერის ხარჯის განსაზღვრა გართულებულია ჰაერის ტემპერატურის დიდ ზღვრებში ცვალებადობით, რის გამო პრაქტიკაში სავარაუდოდ ლებულობენ

$$G_1 = (100 \div 200) N_e \text{ კგ/სთ.}$$

რადიატორის გამაგრილებელი ფართობი: რადიატორის გამაგრილებელი (სითბოს გადაცემის) ფართობის გასაანგარიშებლად საჭიროა წინასწარ შემოვიღოთ ცნება რადიატორის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტის შესახებ.

რადიატორის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი (k) ეწოდება სითბოს იმ რაოდენობას, რომელსაც გადასცემს რადიატორის სამუშაო ზედაპირის ერთი კვადრატული მეტრი ერთი საათის განმავლობაში, როდესაც სხვაობა წყლისა და ჰაერის ტემპერატურას შორის უდრის ერთ გრადუსს.

მიღებული განმარტების შესაბამისად შეიძლება დავწეროთ.

$$Q_{\text{ავ}} = kF (T - t), \quad (295)$$

სადაც F მ² არის რადიატორის გამაგრილებელი ფართობი;

T — წყლის საშუალო ტემპერატურა;

t — ჰაერის საშუალო ტემპერატურა.

(295) განტოლებიდან გვექნება:

$$F = \frac{Q_{\text{ავ}}}{k (T - t)}. \quad (296)$$

მიღებული აღნიშვნების შესაბამისად შეიძლება დავწეროთ

$$T = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

და

$$t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}.$$

$$F = \frac{Q_{3,2}}{k \left[\frac{l_1 + l_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right]}$$

ან

$$F = \frac{Q_{3,2}}{0,5 k [(l_1 + l_2) - (\tau_1 + \tau_2)]} \quad (297)$$

სითბოს გადაცემის k კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია რადიატორის კონსტრუქციაზე, რადიატორის მილების დასამზადებლად გამოყენებულ მასალაზე, საღებავის ფენის სისქეზე და სხვ.

სატრაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ.

$$k = (40 \div 50) \frac{\text{კალ}}{\text{მ}^2 \text{სთ}^\circ \text{C}}$$

ავტომობილებისათვის k კოეფიციენტი მნიშვნელოვნად იცვლება ავტომობილის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით. ამის მიზეზი ისაა, რომ ავტომობილის სიჩქარის ზრდასთან ერთად მატულობს რადიატორში გამავალი ჰაერის სიჩქარე, რაც იწვევს k კოეფიციენტის გადიდებას.

ერთ-ერთი ავტომობილის გამოცდის შედეგად დადგენილი იყო, რომ სიჩქარის გადიდება 15 კმ/სთ-დან 130 კმ/სთ-მდე გამოიწვია კოეფიციენტის გადიდება 50-დან 200 $\frac{\text{კალ}}{\text{მ}^2 \text{სთ}^\circ \text{C}}$ -მდე.

სავარაუდოდ გამოთვლებისათვის შეიძლება მივიღოთ

მსუბუქი ავტომობილისათვის $F = (0,10 \div 0,13) N, \text{ მ}^2,$

სატვირთო ავტომობილისათვის $F = (0,13 \div 0,20) N, \text{ მ}^2;$

ტრაქტორისათვის $F = (0,28 \div 0,37) N, \text{ მ}^2.$

ძრავას შეზეთვის სისტემა

შეზეთვის გარეშე წარმოუდგენელია მოქმედი შიგაწვის ძრავას განხორციელება. ეს იმით აიხსნება, რომ შეუზეთავი ნაწილების მოძრაობის დროს წარმოიქმნება ხახუნის მეტად დიდი ძალები, რომლებსაც ვერ დასძლევს ძრავა და, მაშასადამე, მისი უწყვეტი მოქმედება შეუძლებელი გახდება; ესეც რომ არა, დიდი ხახუნის გამო მოძრავი ნაწილები ძალიან სწრაფად დაზიანდებოდა, მოხახუნე ზედაპირები გაიგლისებოდა და ძრავა წყობიდან გამოვიდოდა.

მოხახუნე ზედაპირების შეზეთვა ხახუნის კოეფიციენტის შემცირების გამო ამცირებს ხახუნის დასაძლევად საჭირო მუშაობას და გამოირიცხავს ნაწილების სწრაფ ცვეთას. გარდა ამისა, ძრავას შეზეთვის სისტემამ უნდა უზრუნველყოს მოხახუნე ზედაპირების გაგრილება და მათგან ცვეთის პროდუქტების მოცილება.

ამ დანიშნულების შესასრულებლად. საკმარისი არაა მოხახუნე ზედაპირებზე ზეთის წასმა, რადგანაც ასეთ პირობებში სწრაფად მოძრავი ნაწილები ძლიერ გაცხელდება, ზეთი გამოიწვება და შეზეთვა შეწყდება. გარდა ამისა, მოხახუნე ზედაპირებს შორის ცვეთის პროდუქტები და გამომწვარი ზეთი ჩარჩება, რაც მათს გაქექვას გამოიწვევს.

ძრავას ნორმალური შეზეთვისათვის აუცილებელია ზეთის მუდმივი ცირკულაცია, რაც ნიშნავს, რომ მოხახუნე ზედაპირებს შორის მოხვედრილი ზეთი, განსაზღვრულ ტემპერატურამდე გაცხელების შემდეგ, უნდა სცილდებოდეს ამ ზედაპირებს და მის ადგილს იკავებდეს ახალი ზეთი.

ცირკულაციის შედეგად ზეთი მოხახუნე ზედაპირებს აგრილებს და მოხახუნე ზედაპირებიდან გამოაქვს ცვეთის პროდუქტები. ამგვარაა, რომ ცირკულაციის პროცესში საჭიროა ზეთის გაფილტვრა, რათა ცვეთის პროდუქტები ხელახლა არ მოხვდეს მოხახუნე ზედაპირებზე.

შიგაწვის ძრავების არსებულ კონსტრუქციებში უპირატესად გვხვდება ცურვის ხახუნი, რომელიც დაიყოფა მშრალ, თხევად, ზღვრულ, ნახევრად თხევად და ნახევრად მშრალ ხახუნად.

მშრალი ხახუნი წარმოიქმნება შეუზეთავი ზედაპირების ურთიერთგადაადგილების შემთხვევაში.

თხევადი ხახუნის დროს მოხახუნე ზედაპირები სავსებით გაყოფილია ზეთის ფენით და ერთმანეთთან უშუალო კონტაქტი არა აქვთ. ხახუნის ძალა ასეთ შემთხვევაში განპირობებულია ზეთის სიბლანტით.

მშრალ და თხევად ხახუნს შორის შუალედური სახე გვაძლევს

ზღვრულ ხახუნს, რომლის დროსაც ნაწილების ზედაპირებზე მოთავსებულია ძალიან მკირე სისქის ზეთის შრე.

ნახევრად თხევადი ან ნახევრად მშრალი ხახუნი წარმოიქმნება პაშინ, როდესაც ზეთის შრე იშლება და მოხახუნე ზედაპირების სხვადასხვა უბნებზე წარმოიქმნება თხევადი, ზღვრული ან მშრალი ხახუნი.

შიგაწვის ძრავას სხვადასხვა ნაწილებში მათი მუშაობის განსხვავებული პირობების გამო შეიძლება როგორც თხევადი, ისე ზღვრული ან ნახევრად მშრალი ხახუნი.

ცხადია, რომ ხახუნზე დანაკარგებისა და ცვეთის შემცირების მიზნით უნდა ვცდილობდეთ, რომ ძრავას ყველა მოძრავ ნაწილში განხორციელდეს თხევადი ხახუნი. სამწუხაროდ, ძრავას ნაწილების მუშაობის რთული პირობების გამო ამის მიღწევა არ ხერხდება.

ძლიერ რთულ პირობებში უხდება მუშაობა დგუშის რგოლებს, დგუშსა და ცილინდრს. მეტად მაღალი ტემპერატურა და ზეთის ჩაკოქსის საშეშროება არ იძლევა მათთვის თხევადი ხახუნის განხორციელების შესაძლებლობას. ძლიერ მძიმე პირობებში მუშაობს აგრეთვე დგუშის თითი, რადგანაც ბარბაცას რთული მოძრაობა ზღვრული ზეთის საკმარის შრის შექმნას. ზემოთ დასახელებული ყველა ნაწილი მუშაობს ნახევრად მშრალი ხახუნის პირობებში.

ძრავების პირველ კონსტრუქციებში შეზეთვის სისტემა საკმარის მარტივად იყო განხორციელებული. ძრავას კარტერში, განსაზღვრულ დონემდე, ჩასხმული იყო ზეთი, რომელიც მუხლა ლილვის ბრუნვის გამო იშხეფებოდა და იწვევდა მოძრავ ნაწილების შეზეთვას. კონსტრუქციის შემდეგი განვითარება იმაში გამოიხატა, რომ სისტემაში ჩართეს ზეთის ტუმბო, რომელიც გაშხეფვასთან ერთად ახდენს ზეთის იძულებით ცირკულაციას.

ამის შესაბამისად არჩევენ შეზეთვის იძულებით და გაშხეფვით სისტემებს.

არსებობს აგრეთვე შეზეთვის კომბინირებული სისტემა, სადაც ზოგიერთი ნაწილი (მაგალითად, საკისრები) იზეთება იძულებით, დანარჩენი ნაწილები კი გაშხეფვით.

შეზეთვის სისტემის სრულყოფას გადაწყვეტი მნიშვნელობა აქვს ძრავას მუშაობის ხანგრძლივობისათვის, რის გამოც ძრავების თანამედროვე კონსტრუქციებში აუცილებლად ითვალისწინებენ ზეთის ფილტრებს, ზეთის გამაგრილებელ რადიატორებსა და აგრეთვე კარტერის ვენტილაციას.

ამჟამად თითქმის აღარ გვხვდება ისეთი ძრავები, რომელთა შეზეთვა მხოლოდ გაშხეფვით ხდებოდა.

§ 1. ზეთის მზიდი შრის შექმნა

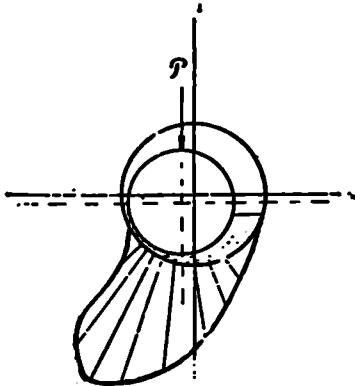
თხევადი ხახუნის მისაღწევად აუცილებელია მოხახუნე ზედაპირებს შორის არსებულ ღრეჩოში ზეთის იძულებითი შეყვანა და იქ ზეთის მზიდი (მუშა) შრის შექმნა.

მოხახუნე ნაწილების გადატანითი მოძრაობის დროს ზეთის შრის შექმნას ხელს შეუწყობს შემხები ზედაპირების ერთიმეორესთან ნაწილობრივი დახრა. ასეთ შემთხვევაში გადაადგილების სათანადო სიჩქარის დროს, იმის გამო, რომ ღრეჩოს ნაწილობრივი სოლისებურება ექნება, მოძრავი ნაწილი „შეცურდება“ ზეთის შრეზე.

ბრუნვითი მოძრაობის დროს (მაგალითად, ლილვი საკისარში) ზეთის მზიდი შრე იქმნება ღრეჩოს ხარჯზე.

დავუშვათ, რომ ლილვი დატვირთულია მუდმივი სიდიდისა და მიმართულების P ძალით (ნახ. 120). ლილვის ბრუნვის დროს მისი ზედაპირი წარიტაკებს მასთან შეხებაში მყოფ ზეთის ნაწილაკებს, ამასთანავე სიჩქარე იმ ნაწილაკებისა, რომლებიც ზედაპირს უშუალოდ ეხებიან, იქნება მისი წრიული სიჩქარის ტოლი, ხოლო ამ ზედაპირიდან მოცილებული ნაწილაკების სიჩქარე იქნება ნაკლები.

ლილვსა და საკისარს შორის შექმნილ ღრეჩოს სოლისებურობის გამო (ნახ. 146!) ზეთი შედის მოცულობაში.



ნახ. 146. ჰიდროდინამიკური წნევის განაწილება ზეთის შრეში.

რომელიც თანდათან მცირდება და მისი უკუმშეადობის გამო იქმნება ჰიდროდინამიკური წნევა, რომლის სიდიდე მატულობს ღრეჩოს შევიწროებასთან ერთად.

146-ე ნახაზზე მოცემულია ზეთში ჰიდროდინამიკური წნევის განაწილების ეპიურა.

ჰიდროდინამიკური წნევის კორიზონტალური შემდგენის გავლენით ზეთი ცდილობს გამოვიდეს საკისრიდან მისი ღერძული მიმართულებით, რასაც ეწინააღმდეგება შიგა ხახუნის ძალა.

ჰიდროდინამიკური წნევის ვერტიკალური მდგენელი ცდილობს

დაძლიოს ლილვზე მოქმედი P ძალა, რაც მიიღწევა ბრუნთა რიცხვის განსაზღვრული სიდიდის დროს. ამ მომენტში ლილვი მოწყდება საკისარს და შეიქმნება ზეთის გამყოფი შრე. ბრუნთა რიცხვის შემდეგ

გადიდებით ზეთის შრე გაიზრდება და დაიწყება თხევადო ხახუნი.

146-ე ნახაზიდან ჩანს, რომ პიდროდინამიკური წნევა აღწევს მაქსიმუმს იქ, სადაც ზეთის შრე მინიმალურია.

პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ ზეთის მზიდი შრის სიგრძე შეესაბამება საშუალოდ 90° - 120° კუთხეს.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ თხევადი ხახუნის უზრუნველსაყოფად აუცილებელია, რათა ზეთის შრის მზიდ ნაწილში ვითარდებოდეს ისეთი პიდროდინამიკური წნევა, რომელიც უზრუნველყოფს საკისრის მიმართ ლილვის აწევას გარკვეულ მინიმალურ სიდიდეზე. ეს მინიმალური სიდიდე დამოკიდებულია ლილვისა და საკისრის დეფორმაციასა და მათი ზედაპირის უსწორმასწორობაზე.

ძრავების ცალკეულ კონსტრუქციებში შერჩეული ზეთის სიბლანტის, ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევისა და ლილვის ბრუნვის შესაბამისად ადგენენ ლილვისა და საკისარს შორის საკირო ღრეჩოს სიდიდეს.

კონსტრუქციის დასახასიათებლად ყველაზე მარჯვეა ცნება ე. წ. დიამეტრალური Δ ღრეჩოს შესახებ, რომელიც წარმოადგენს სხვაობას საკისრის D და ლილვის d დიამეტრებს შორის, ე. ი. $\Delta = D - d$.

ზოგჯერ იყენებენ აგრეთვე რადიალურ δ ღრეჩოს, რაც დიამეტრალური ღრეჩოს ნახევარს წარმოადგენს ($\delta = \frac{\Delta}{2} = R - r$).

ლილვებისათვის 50- 100 მმ დიამეტრით რეკომენდებულია ღრეჩოების შემდეგი სიდიდეები:

ბაბიტის საკისრებისათვის $\Delta = 0,5 \cdot 10^{-3} d$

ტყვიან ბრინჯაოს საკისრებისათვის $\Delta = (0,7 \div 1,0) \cdot 10^{-3} d$.

საკისრის ნორმალური და ხანგრძლივი მუშაობისათვის გადამწვევტი მნიშვნელობა აქვს მის თბურ რეჟიმს, რაც ძირითადად განისაზღვრება დროის ერთეულში საკისარში გამავალი ზეთის რაოდენობით. ამ თვალსაზრისით განმსაზღვრელებია დიამეტრალური ღრეჩოს სიდიდე, ზეთის წნევა და სიბლანტე, საკისრის ზომები, ზეთის მიმწოდებელი ხერელის ადგილმდებარეობა და მისი დიამეტრი.

ზეთის მიმწოდებელი ხერელი აუცილებლად უნდა მოთავსდეს საკისრის ყველაზე უფრო ნაკლებად დატვირთულ ადგილზე. ამას, ჩვეულებრივ, ადგენენ ლილვის ცვეთის დიაგრამის მიხედვით. ცხადია, რომ საკისრის მინიმალურად დატვირთული ადგილი მოთავსებული იქნება მაქსიმალური ცვეთის დიამეტრალურად საწინააღმდეგო უბანში.

ზოგ შემთხვევაში, კეთდება ზეთის მიმწოდებელი რამდენიმე ხერეტილი. ეს იმასთანაა დაკავშირებული, რომ ძრავას მუშაობის რეჟიმის შეცვლასთან ერთად იცვლება საკისარზე დატვირთვის განაწილების ეპიურა.

§ 2. ცირკულაციური მართვი ზეთის რაოდენობა

როგორც აღვნიშნეთ, ზეთის ცირკულაციის ძირითადი დანიშნულებაა სითბოს მოცილება მოხახუნე ნაწილებიდან. რაც უფრო ინტენსიური იქნება ზეთის ცირკულაცია, მით მეტად გაგრილდება ძრავას მოხახუნე ნაწილები.

ცხადია, რომ ცირკულაციაში მყოფი ზეთის საკმარის რაოდენობა, რომელიც აუცილებელია ნაწილების ნორმალური ტემპერატურულ რეჟიმის შესანარჩუნებლად, დამოკიდებული იქნება მოცემული ძრავას მოხახუნე ნაწილებში გამოყოფილი სითბოს რაოდენობაზე.

ზოგ კონსტრუქციებში ზეთი გამოიყენება აგრეთვე დგუშის გასაგრილებლად. ეს იმით ხორციელდება, რომ ბარბაცას ტანში მოწყობილია ხვრელი, საიდანაც ძრავას მუშაობის დროს დგუშის შიგა ზედაპირს ეშხეფება ზეთი და უშუალო შეხებით ართმევს მას სითბოს.

ჩვეულებრივ ძრავებში, სითბოს რაოდენობა Q , რომელიც უნდა გაიტანოს ცირკულაციაში მყოფმა ზეთმა, შეადგენს ცილინდრებში შეტანილი სითბოს რაოდენობის 1,4-4,5%-ს. თუ ზეთი გამოიყენება დგუშების გასაგრილებლად, მაშინ ეს რაოდენობა აღწევს 6%-ს.

თუ საწვავის საათობრივი ხარჯია $G_{\text{საწ}}$ კგ/სთ, ხოლო მისი თბოუნარიანობა H_u კჯ/კგ, მაშინ სითბოს მთლიანი რაოდენობა

$$Q = G_{\text{საწ}} H_u \text{ კჯ/სთ,}$$

რაც შესაბამისად მოგვცემს

$$Q_0 = (0,015 \div 0,045) Q \text{ კჯ/სთ.}$$

მეორე მხრივ, დატული უნდა იქნეს შემდეგი პირობა:

$$Q_0 = G_0 c_0 (t_2 - t_1), \quad (298)$$

სადაც G_0 არის ცირკულაციაში მყოფი ზეთის რაოდენობა;

c_0 — ზეთის სითბოტევადობა (1,6-2,1 კჯ/კგ.გრად);

t_2 — სისტემიდან გამომავალი ზეთის ტემპერატურა;

t_1 — სისტემაში შემავალი ზეთის ტემპერატურა.

უკანასკნელი დამოკიდებულებიდან ადვილად შეიძლება ვიპოვოთ ცირკულაციაში მყოფი ზეთის რაოდენობა.

$$G_0 = \frac{Q_0}{c_0 (t_2 - t_1)} \text{ კგ/სთ.} \quad (299)$$

პრაქტიკულად ზეთის ამ რაოდენობას რამდენიმედ აღიდეგენ, რადგანაც მულამ გვექნება ზეთის დანაკარგები.

ტუმბურატურათა სხვაობა საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ შეადგენს $t_2 - t_1 = 10 - 15^{\circ}\text{C}$.

არსებული კონსტრუქციის ძრავებისათვის ცირკულაციაში მყოფა ზეთის კუთრი რაოდენობა (ლიტრი ერთ კილოვატზე საათში) საშუალოდ შეადგენს:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის	8 ÷ 15 ლ/კვტ.სთ;
დიზელებისათვის	8 ÷ 16 ლ/კვტ.სთ;
ფორსირებული ძრავებისათვის	28 ÷ 55 ლ/კვტ.სთ.

დიდი მნიშვნელობა აქვს აგრეთვე ზეთის იმ რაოდენობას, რომელიც უნდა ჩაისხას ძრავას შეზეთვის სისტემაში. მისი სიდიდე საშუალოდ შეადგენს:

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის (0,07 ÷ 0,20)

სწრაფსვლიანი დიზელებისათვის $(0,27 \div 0,61) N_e$ ლ.

§ 2. ზეთის ტანჯვის მუდგობა

საავტოტრაქტორო ძრავების შეზეთვის სისტემაში ძირითადად გამოყენებულია მარტჩვი და კომპაქტური კონსტრუქციის კბილანური ტუმბოები.

კბილანური ტუმბოებისათვის თუ დავუშვებთ. თითქოს კბილის მოცულობა უდრის კბილთაშორის სავრცის მოცულობას, მაშინ ერთა წყვილი კბილანებით ერთ ბრუნვაზე მიწოდებული ზეთი იქნება

$$V = \pi D_0^2 h n \cdot 60,$$

სადაც D_0 მმ არის წამყვანი, კბილანას ძირითადი წრის დიამეტრი;

h მმ — კბილის სიმაღლე;

b მმ — კბილის სიგრძე.

თუ m კბილანას მოდულია, მაშინ საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ $h = 2m$ და ტუმბოს თეორიული მწარმოებლობა

$$V'_0 = \pi D_0^2 h b n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = \pi D_0^2 m b n \cdot 60 \cdot 10^{-6} \text{ ლ/სთ.}$$

ტუმბოს ნამდვილი მწარმოებლობის გასაანგარიშებლად საჭიროა გავითვალისწინოთ, რომ სინამდვილეში კბილთაშორის სივრცე მალთანად არ შეივსება, ხოლო ზეთის ნაწილი უკანვე ჩამოიღვრება. ამ დანაკარგების გასათვალისწინებლად მიღებულ გამოსახელებაში შეაქვთ მიწოდების კოეფიციენტი η .

ამრიგად, ზეთის ტუმბოს ნამდვილი მწარმოებლობა გამოითვლება ტოლობით:

პრაქტიკულ გაანგარიშებებში η კოეფიციენტის სიდიდეს ღებულობენ 0,6-÷0,8 ზღვრებში.

თუ ტუმბოს მწარმოებლობას დაეუპირისპირებთ ცირკულაციაში მყოფ ზეთის რაოდენობას, შესაძლებლობა გვექნება დავადგინოთ ზეთის ტუმბოს კბილანების ზომები.

გადაცემის რიცხვი მუხლა ლილვიდან ზეთის ტუმბოს . წამყვან ლილვზე, ჩვეულებრივ, შეადგენს 0,5-÷1,2.

საავტოტრანქტორო ძრავებში სიმძლავრე, რომელიც საჭიროა ზეთის ტუმბოს ამჯრისათვის, იცვლება 0,15-÷0,55 კვტ ზღვრებში.

ზეთგამტარი მილების კვეთს, არჩევენ იმ ვარაუდით, რომ შემწოვ მილებში ზეთის სიჩქარე არ აღემატებოდეს 0,3-÷0,6 მ/წმ, ხოლო დამკირხნ მილებში — 0,8-÷1,5 მ/წმ.

ძრავას აწესრიგება და ბრუნთა რიცხვის რეგულირება

§ 1. ძრავას აწესრიგება

ცივი ძრავას ამუშავება მეტად რთული პროცესია. ეს სირთულე მით უფრო მნიშვნელოვანია, რაც უფრო დაბალია ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა.

ძრავას ამუშავებისათვის საჭიროა განვახორციელოთ მუხლა ლილვის იძულებითი ბრუნვა ცილინდრში პირველი აფეთქების მიღებამდე. ამ მხრივ დიზელის ამუშავების პროცესი პრინციპულად განსხვავდება კარბურატორიანი ძრავას ამუშავების პროცესისაგან.

კარბურატორიანი ძრავას ამუშავება, თუ მისი ყველა მექანიზმი სავსებით წესიერ მდგომარეობაშია, შეიძლება განხორციელდეს მუხლა ლილვის პირველივე შემობრუნების დროს; დიზელებში ასეთი პირობის განხორციელება შეუძლებელია.

ძრავას ამუშავების მიზნით მუხლა ლილვის ბრუნვის განხორციელებისათვის საჭიროა დაიხარჯოს ენერჯია იმისათვის, რომ:

1) დაეძლიოს ძრავაში არსებული ხახუნის წინააღობა და მოძრაობაში მოვიყვანოთ დამხმარე მექანიზმები;

2) დაეძლიოს ძრავას მბრუნავი მასების მხები ინერციის ძალები და მივიანიჭოთ მოძრავ ნაწილებს საჭირო აჩქარება;

3) შევასრულოთ დამხმარე ტაქტები და პირველი შემობრუნების დროს დაეძლიოს კუმშვის წინააღობა.

დიზელის დაბრუნებისათვის იხარჯება ნეტი მუშაობა, ვიდრე ასეთივე სიმძლავრის კარბურატორიანი ძრავას დაბრუნებისათვის. ეს აიხსნება დიზელებში კუმშვის დასასრულს მაღალი წნევით, გადიდებული ხახუნის ზედაპირების არსებობით და უფრო დიდი მბრუნავი მასებით.

გაყოფილი კამერების მქონე ძრავებში დამატებით კამერაში ჰაერის გადაბერვის გამო წარმოიქმნება დამატებითი პიდრავლიკური და სითბური დანაკარგები.

აღსანიშნავია, რომ ძრავას ამუშავებისა და გახურების პროცესი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავას ნაწილების ცვეთაზე ეს დადა-

სტურებული იყო აკადემიკოს ე. ჩუდაკოვის ხელმძღვანელობით ჩატარებული გამოკვლევებით.

კარბურატორიანი ძრავას ამუშავების პროცესი. იმისათვის, რომ კარბურატორიანი ძრავა ამუშავდეს, საჭიროა მუხლა ლილვის იძულებითი ბრუნვით მივალწიოთ ცილინდრების შევსებას აალების უნარის მქონე სამუშაო ნარევით და საჭირო მომენტში საკმარისი ინტენსივობის მქონე ელექტრონაპერწყლის მიწოდებას.

ცილინდრებში მოხვედრილ ნარევს აალების უნარი რომ ჰქონდეს, ის უნდა შეიცავდეს მიწოდებული ჰაერის რაოდენობის შესაბამის საწვავის ორთქლს.

სწორედ ეს გარემოება ართულებს კარბურატორიანი ძრავას ამუშავებას.

როდესაც ძრავა ცივია და ვიწყებთ მის ამუშავებას (მაგალითად, ძრავას საწყისი ამუშავება დილით), მაშინ ძლიერ სუსტად მიმდინარეობს საწვავის აორთქლება, რის გამოც ცილინდრებში მოხვედრილი ნარევი შეიცავს მხოლოდ მცირე ნაწილს იმ საწვავისას, რომელიც მიწოდა ძრავას და რომელმაც მოასწრო აორთქლება.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ნარევი საწვავის ორთქლის რაოდენობა დამოკიდებული იქნება ამუშავებისათვის გამოყენებული საწვავის აორთქლების უნარიანობასა და მიწოდებული საწვავის რაოდენობაზე.

ამით აიხსნება ის, რომ ძრავას ამუშავებისათვის გამოსადეგია, მაგალითად. აორთქლების მაღალი უნარიანობის მქონე მსუბუქი საწვავი — ბენზინი და გამოუსადეგარია ნავთი.

ამიტომაც, რომ ნავთით მომუშავე ძრავების საწყისი ამუშავება ბენზინით ხორციელდება.

გარემოს ტემპერატურის შემცირება აუარესებს საწვავის აორთქლების პირობებს, რის გამოც ძრავას ამუშავება ძნელდება.

აუორთქლებელი საწვავი ხვდება რა ცილინდრში, იწვევს მისი კედლების ჩარეცხვას, რაც ზრდის ცვეთას და აუარესებს კარტერში ჰყოფი ზეთის ხარისხს.

თუ წარმოვიდგენთ, რომ ძრავას ამუშავების დროს კარბურატორი აწვდის იმდენსავე საწვავს, რამდენიც საჭირო იქნებოდა ამ რეჟიმის შესაბამისად ცხელი ძრავასათვის, მაშინ ძრავას ამუშავება არ განხორციელდება, რადგანაც მიწოდებული საწვავიდან აორთქლდება მხოლოდ მცირე ნაწილი, ნარევი იქნება ღარიბი და აალების უნარი არ ექნება.

აქედან გამომდინარეობს, რომ ძრავას ამუშავების დროს საჭიროა მივაწოდოთ ბევრად უფრო მეტი რაოდენობის საწვავი, რათა მისგან აორთქლებული წილი საკმარისი იყოს აალების უნარის მქონე ნარე-

ვის მისაღებად. ამის მისაღწევად კარბურატორებს აქვთ მოწყობილობა, რომელიც ზრდის ამუშავების დროს მიწოდებული საწვავის რაოდენობას. ამას გარდა, ცივი ძრავას ამუშავების დასაწყისში მიზანშეწონილია საპაერო მისაფარის მიხურვა.

კარბურატორიანი ძრავების მუხლა ლილვის იძულებითი ბრუნვა ამუშავების დროს ხორციელდება ხელით ან უმეტეს შემთხვევაში ელექტროსტარტერით.

დიზელის ამუშავება. ასეთი ძრავას ამუშავება განხორციელდება მხოლოდ მაშინ, თუ მუხლა ლილვის იძულებითი ბრუნვის დროს ცილინდრებში შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურა საწვავის შეფრქვევის მომენტში აღემატება შეფრქვეული საწვავის თვითაალები ტემპერატურას.

ჰაერის კუმშვის საწყის პერიოდში მისი ტემპერატურის ზრდას ხელს უშლის ძრავას ცივი ნაწილებისათვის სითბოს ინტენსიური გადაცემა. შეკუმშული ჰაერის ტემპერატურა მიაღწევს თავის ნორმალურ სიდიდეს მხოლოდ მაშინ, როდესაც ძრავას შიგა ნაწილები საკმარისად გაცხელდება.

ცხადია, რომ, რაც უფრო დაბალი იქნება გარემოს ტემპერატურა, მით უფრო ძნელი გახდება კუმშვის ბოლოს ჰაერის საკმარის ტემპერატურის მიღწევა.

ასეთ შემთხვევაში ამუშავების გადაღლებას ძლიერ უწყობს ხელს ძრავას ხელოვნური შეთბობა (მაგალითად, გაგრილების სისტემაში ცხელი წყლისა და კარტერში ცხელი ზეთის ჩასხმა).

ძლიერი ყინვის დროს ამის გარეშე შეუძლებელია ძრავას ამუშავება.

ძრავას ამუშავება მით უფრო ადვილია, რაც უფრო დიდია ამუშავების პროცესში მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი. ეს აიხსნება კუმშვის სვლების სიხშირით, ერთ სვლაზე ცილინდრის კედლებისათვის ნაკლები სითბოს გადაცემით და არასაკმარისი სიმჭიდროვის გამო გაპარული ჰაერის რაოდენობის შემცირებით. აგრამ ამუშავების დროს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გადიდება მკვეთრად ზრდის ბრუნვისათვის საჭირო სიმძლავრეს. ამის გამო დიზელის ასამუშავებელი მოწყობილობა მით უფრო მარტივა და კონსტრუქციულად უფრო მცირეა ბრუნთა რიცხვი, რომლის დროსაც ხერხდება ძრავას ამუშავება. ეს ბრუნთა რიცხვი დამოკიდებულია საწვავის შეფრქვევის წინსწრების კუთხეზე, საწვავის ხარისხზე, გარემოს ტემპერატურაზე, ნარევის შექმნის ხერხზე და სხვ.

მაგალითად, ცნობილია, რომ ამუშავებისათვის საჭირო ბრუნთა

რიცხვი, სხვა ძრავებთან შედარებით; ყველაზე უფრო მცირეა უშუალო შეფრქვევის მქონე ძრავებში.

ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს დადგენილი იყო, რომ ძრავას ბრუნთა რიცხვის გადიდებით 50-დან 200 ბრ/წთ-მდე (ძრავას ამუშავების დროს) ჰაერის დანაკარგი შემცირდა 17-დან 5%-მდე, ხოლო წნევა კუმშვის დასასრულს გაიზარდა 2,1-დან 3,0 მნ/მ²-მდე.

თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებისათვის ასამუშავებლად საჭირო ბრუნთა რიცხვი მერყეობს 200-300 ბრ/წთ ზღვრებში.

ძრავას ამუშავების პროცესის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მუხლალილის იძულებითი ბრუნვა საჭიროა მანამ, სანამ კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურა არ გადააჭარბებს საწვავის თვითაღების ტემპერატურას. მხოლოდ ამის შემდეგ უნდა მივაწოდოთ საწვავი ცილინდრებში და ძრავა დაიწყებს მუშაობას.

სრულიად მიზანშეუწონელია საწვავის მიწოდების ჩართვა მუხლალილის იძულებითი ბრუნვის დაწყებასთან ერთად. ასეთ შემთხვევაში, ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი საწყის პერიოდში არ დაიწვება, ცილინდრები ჩაირეცხება და გაძლიერდება ცვეთა. ამას გარდა, ეს გარემოება ხელს შეუწყობს ნაწვის წარმოქმნასა და დაკოქსევას.

თანამედროვე სატრაქტორო ძრავების უმეტეს კონსტრუქციებში ამუშავების დროს მუხლალილის იძულებითი ბრუნვისათვის იყენებენ ბენზინით მომუშავე დამხმარე ძრავებს. საავტომობილო ძრავებისათვის თითქმის მუდამ გამოყენებულია ელექტროსტარტერი.

ამას გარდა, დიზელების ამუშავებისათვის იყენებენ:

- 1) ხელით ამუშავებას;
- 2) ინერციული სტარტერით ამუშავებას;
- 3) პიროსტარტერით ამუშავებას;
- 4) შეკუმშული ჰაერით ამუშავებას.

გვხვდება დიზელის ისეთი კონსტრუქციებიც, რომელთა ამუშავება ბენზინით ხდება, შემდეგ კი წარმოებს მათი გადაყვანა ნორმალურ საწვავზე.

ძრავას ამუშავების გაადვილების მიზნით იყენებენ სხვადასხვა საშუალებას, მაგალითად: სვაჩვარო სანთლების მოწყობას, ამუშავების დროს კუმშვის ხარისხის გადიდებას, ჰაერის, წყლისა და ზეთის შეთბობას.

სატრაქტორო ძრავებში კონსტრუქცია ისეა განხორციელებული, რომ დამხმარე ძრავა აწარმოებს მთავარი ძრავას ცილინდრებში მიწოდებული ჰაერისა და გაგრილების სისტემაში მყოფი წყლის შეთბობას.

აღსანიშნავია, რომ 1952 წელს საქართველოს სას.-სამ. ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრის უფროსმა მას-

წავლემელმა ე. ა. დოვლათბეგოვმა გამოიმუშავა სატრაქტორო ძრავას ამუშავების ახალი წესი.

ე. ა. დოვლათბეგოვმა გამოიყენა დამხმარე ძრავადან გამოდენილი ნამუშევარი აირების სითბო მთავარი ძრავას ცილინდრების უშუალო შეთბობისათვის. ამ მიზნით კონსტრუქცია ისეა გადაკეთებული, რომ ამუშავების საწყის პერიოდში დამხმარე ძრავას ნამუშევარი აირები ნაწილობრივ შედიან ცილინდრებში და ახდენენ მათს დაჩქარებულ გაცხელებას.

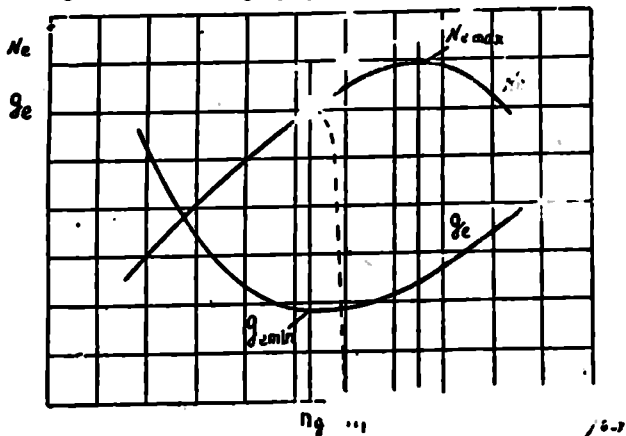
§ 2. ძრავას ბრუნთა რიხების რეგულირება

საავტომობილო და, განსაკუთრებით, სატრაქტორო ირავეს უარყოფითად გამოიყენება ბრუნთა რიხების რეგულირება.

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის, როგორც წესი, იყენებენ ისეთ რეგულატორებს, რომლებიც ზღუდავენ ბრუნთა რიხების განსაზღვრულ სიდიდეზე მეტად გადიდების შესაძლებლობას.

სატრაქტორო ძრავებისათვის გამოიყენება ისეთი რეგულატორები, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავას მუშაობას ერთი, წინასწარ დადგენილი, დაახლოებით მუდმივ ბრუნთა რიხებით.

ასეთი რეგულატორების არსებობის მიზანშეწონილი ირკვევა ძრავას სიჩქარითი მახასიათებლიდან (ნახ. 147).



ნახ. 147. ძრავას გარეჯანი მახასიათებელი.

მახასიათებელი გვიჩვენებს, რომ თუ ძრავა იმუშავებს n_e ბრუნთა რიხებით, მაშინ ძრავასაგან მიიღება საწვავის მინიმალური ხარჯი, ე. ი. მაქსიმალური ეკონომიურობა. n_N ბრუნთა რიხების დროს ძრავა განავითარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს. აღსანიშნავია

აგრეთვე, რომ Π_x ბრუნთა რიცხვის დროს სიმძლავრე რამდენიმედ შემცირებულა. რადგანაც Π_x ბრუნთა რიცხვი მულამ Π_N ბრუნთა რიცხვზე ნაკლებია. თანამედროვე ძრავებისათვის Π_x ბრუნთა რიცხვის დროს სიმძლავრე მაქსიმალურთან შედარებით შემცირებულია დაახლოებით 15%-ით. ასევე Π_N ბრუნთა რიცხვის დროს ეკონომიურობა რამდენიმედ გაუარესებულია და საწვავის კუთრი ხარჯი მინიმალურთან შედარებით გაზარდილია 5-8%-ით. ბრუნთა რიცხვის შემცირება Π_x -ზე ქვევით იწვევს სიმძლავრის მკვეთრ შემცირებასა და ეკონომიურობის გაუარესებას.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ სატრაქტორო ძრავას რეგულატორი დაყენებული უნდა იქნეს ბრუნთა რიცხვზე. რომელიც იმყოფება Π_x -სა და Π_N -ს შორის.

საექსპლოატაციო პირობების შესაბამისად ბრუნთა რიცხვის მუდმივობა მისაღებია სატრაქტორო ძრავასათვის, მაგრამ მიუღებელია ჩვეულებრივი საავტომობილო ძრავასათვის.

კარბურატორიანი ძრავას მუდმივი ბრუნთა რიცხვის შესანარჩუნებლად საჭიროა, რომ მისი რეგულატორი მოქმედებდეს სადროსელო მისაფარზე. დატვირთვის ცვალებადობის შემთხვევაში რეგულატორი ცვლის სადროსელო მისაფარის მდგომარეობას, რასაც თან სდევს ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი ნარევის რაოდენობისა და ძრავას სიმძლავრის შესაბამისი ცვალებადობა ისე, რომ მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი მუდმივი რჩება.

ღიზელებში რეგულატორი მოქმედებს საწვავის ტუმბოზე და დატვირთვის ცვალებადობის შესაბამისად ცვლის ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობას, ჰაერის რაოდენობა კი უცვლელი რჩება.

განმარტებიდან ჩანს, რომ ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი ახორციელებს: კარბურატორიან ძრავებში სიმძლავრის რაოდენობრივ რეგულირებას, ხოლო ღიზელებში სიმძლავრის ხარისხობრივ რეგულირებას.

საჭიროა აღვნიშნოთ, რომ გამოთქმა „რაოდენობრივი“ და „ხარისხობრივი“ პირობითია. რადგანაც, კარბურატორის მუშაობის პრინციპის შესაბამისად, ცილინდრში მიწოდებული ნარევის რაოდენობის ცვალებადობის დროს რამდენიმედ იცვლება მისი ხარისხიც (შედგენილობა), ხოლო ხარისხობრივი რეგულირების დროს, ძრავას რეჟიმზე დამოკიდებულებით, ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობის ცვალებადობასთან ერთად რამდენიმედ იცვლება ჰაერის რაოდენობაც.

როგორც რაოდენობრივი, ისე ხარისხობრივი რეგულირების დროს მუხლა ლილვის მუდმივი ბრუნთა რიცხვის შესანარჩუნებლად გამოიყენება სხვადასხვა ტიპის რეგულატორი.

თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებისათვის თითქმის მუდამ იყენებენ ცენტრიდანული ტიპის რეგულატორებს.

რეგულატორი შეიძლება იყოს ერთ-, ორ- ან მრავალრეჟიმიანი.

ერთრეჟიმიანი რეგულატორი უზრუნველყოფს ძრავას მუშაობას ერთი განსაზღვრული რეჟიმით. ასეთი რეგულატორები ახალი კონსტრუქციების მანქანებში აღარ გამოიყენება.

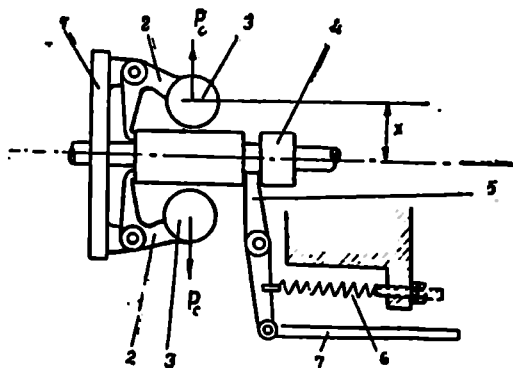
ორრეჟიმიანი რეგულატორი გამოიყენება დიზელებისათვის და უზრუნველყოფს როგორც მაქსიმალურ ბრუნთა რიცხვის შეზღუდვას, ისე მდგრად მუშაობას უქმი სელის მინიმალურ ბრუნთა რიცხზე. საშუალოდ რეჟიმებზე რეგულატორი არ მოქმედებს საწვავის ტუმბოზე. ორრეჟიმიანი რეგულატორი გამოიყენებულ იყო ЯАЗ-204 ძრავასათვის.

მრავალრეჟიმიანი რეგულატორი საშუალებას იძლევა. გამოშაოთ ძრავა ჩვენი სურვილის მიხედვით შერჩეულ ერთ მუდმივ ბრუნთა რიცხვზე, რაც განისაზღვრება აქსელერატორის მდგომარეობით. აქსელერატორის უცვლელი მდგომარეობისათვის მრავალრეჟიმიანი რეგულატორი მუშაობს ისევე, როგორც ერთრეჟიმიანი რეგულატორი.

მრავალრეჟიმიანი რეგულატორი უზრუნველყოფს ტრაქტორის კარგ მანევრირებას და აუმჯობესებს მის საექსპლოატაციო მაჩვენებლებს, ამიტომ ყველა ახალი ტიპის ტრაქტორს გააჩნია მრავალრეჟიმიანი რეგულატორი.

ცენტრიდანული რეგულატორის უმარტივესი სქემა

148 ცენტრიდანული რეგულატორის უმარტივესი სქემა ნაჩვენებია. აე ნახაზე. რეგულატორის ლილვზე ყრუდაა დასმული დისკო (1).



ნახ. 148 ცენტრიდანული რეგულატორის სქემა.

რომელზედაც ბერკეტების (2) საშუალებით სახსრულად მიერთებული ტვირთები (3). ჩვეულებრივად ტვირთების რაოდენობა ორის ტოლია. სახსრული ბერკეტების ერთი ბოლო მიბჯენილია ქუროზე (4). ქუროს ამონაჩარხში შედის ბერკეტის (5) წვერი, რომელიც დაქიმულია ზამბარით (6). ზოგ კონსტრუქციაში ზამბარა უშუალოდ მოქმედებს ქუროზე ან უშუალოდ აერთებს ერთიმეორესთან ტვირთებს.

როდესაც ძრავა გაჩერებულია და რეგულატორის ლილვი არ ბრუნავს, ქუროს (4) უკავია მარცხენა განაპირა მდგომარეობა. ძრავას ამუშავებისას რეგულატორის ლილვი და მასთან ერთად ტვირთები (3) დაიწყებს ბრუნვას; წარმოიქმნება ტვირთების მასის ცენტრიდანული ინერციის ძალა P_c რაც ბერკეტებით (2) მოახდენს დაწნევას ქუროზე (4) და გამოიწვევს მის გადაადგილებას მარჯვნივ. ცხადია, ქუროს გადაადგილების სიდიდე დამოკიდებული იქნება P_c ძალისა და ზამბარას (6) დაქიმულობის თანაფარდობაზე.

მოცემული ძრავასათვის ზამბარას რეგულირება უზრუნველყოფს ქუროს წონასწორულ მდგომარეობას იმ ბრუნთა რიცხვის დროს, რომელზედაც გვსურს იმუშაოს ძრავამ.

ძრავას დატვირთვის ცვალებადობის პირობებში ბრუნთა რიცხვის ცვლილებით მაშინვე იცვლება ცენტრიდანული ძალის სიდიდე; ეს იწვევს ქუროს შესაბამის გადაადგილებას, რაც ბერკეტის (5) საშუალებით გადაეცემა წვევას (7).

კარბურატორიან ძრავებში წვევა (7) შეერთებულია კარბურატორის სადროსელო მისაფართან, დიზელებში კი — საწვავის ტუმბოს ლარტყასთან.

ბრუნთა რიცხვი, რომელზედაც უნდა იმუშაოს რეგულატორმა. დამოკიდებულია ცენტრიდანული ძალისა და ზამბარას დაქიმულობის სიდიდეთა თანაფარდობაზე. ამ ბრუნთა რიცხვის შეცვლა შეიძლება ზამბარას დაქიმულობის რეგულირებით. ზამბარას მოცემული რეგულირებისათვის 148-ე ნახაზზე ნაჩვენები სქემა მოქმედებს, როგორც ერთრეჟიმიანი რეგულატორი. მისი მოქმედება 148-მ ნახაზზე მოცემულ მახასიათებელზე ნაჩვენებია წყვეტილი ხაზით, სადაც n_1 ბრუნთა რიცხვი შეესაბამება ძრავას უქმი სელით მუშაობას.

მრავალრეჟიმიან რეგულატორებში სპეციალური ბერკეტის — აქსელერატორის გადაადგილებით იცვლება ზამბარას რეგულირება და ამიტომ იცვლება ბრუნთა რიცხვი, რომლის მუდმივობა უნდა დაიცვას რეგულატორმა. ცხადია, მრავალრეჟიმიანი რეგულატორის სახელწოდების შესაბამისად აქსელერატორის ყოველ ცალკე მდგომარეობას ახალ-ახალი რეჟიმი შეესაბამება.

თუ ტვირთების მასა იქნება m , ხოლო ბრუნვის კუთხური სიჩქარე ω . მაშინ შექმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალა გამოითვლება ტომით:

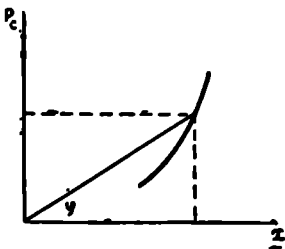
$$P_c = m\omega^2 x, \quad (301)$$

სადაც x არის ტვირთის დაშორება ბრუნვის ღერძიდან.

რეგულატორის მუშაობის შესასწავლად, ჩვეულებრივ, იყენებენ მის მახასიათებელს, რომელიც წარმოადგენს x მანძილზე ცენტრიდანული ინერციის ძალის დამოკიდებულების გამომსახველ მრუდს.

ასეთი მახასიათებლის ნიმუში ნაჩვენებია 149-ე ნახაზზე.

ეს მახასიათებელი შეესაბამება სტატიკური, მდგრადი რეგულატორის მუშაობას. მისი თავისებურება ისაა, რომ x მანძილის გადიდებას შეესაბამება ტვირთების ბრუნვის კუთხური სიჩქარის ზრდა. ეს გარემოება შემდეგნაირად დასტურდება: სქემის მიხედვით (ნახ. 149) შეიძლება დავწეროთ:



ნახ. 149. ცენტრიდანული რეგულატორის მახასიათებელი.

$$\text{ვფ} = \frac{P_c}{x} = \frac{m\omega^2 x}{x} = m\omega^2$$

ან

$$\omega^2 = \frac{\text{ვფ}}{m}. \quad (302)$$

149-ე ნახაზზე ნაჩვენებია მახასიათებელი გეიჩვენებს, რომ x -ის ზრდა იწვევს ვფ -სა და (302) ფორმულის შესაბამისად, კუთხური სიჩქარის ზრდას. საავტო-

ტრაქტორო ძრავასათვის გამოსადეგია მხოლოდ, ისეთი ცენტრიდანული რეგულატორი, რომლის მახასიათებელი აკმაყოფილებს ზემოჩამოყალიბებულ მოთხოვნას.

აღსანიშნავია, რომ მახასიათებლის სხვაგვარი განვითარება მთლიანად ცვლის რეგულატორის სახეს. მაგალითად, თუ მახასიათებელი წარმოადგენს ღერძთა სათავეში გამავალ სწორ ხაზს, მაშინ ვფ მუდმივი სიდიდეა და მივიღებთ ეგრეთ წოდებულ ასტატიკურ რეგულატორს. ასეთი რეგულატორი არ გამოდგება სტრაქტორო ძრავასათვის. რადგანაც ის ცდილობს შეინარჩუნოს მუდმივი კუთხური სიჩქარე ქუროს ყოველგვარი მდგომარეობისათვის. არ გამოდგება არც ეგრეთ წოდებული სტატიკური, არამდგრადი რეგულატორი, რომლის მახასიათებელი ისეა განვითარებული, რომ x -ის ზრდას შეესაბამება ფკუთხის შემცირება.

ცენტრიდანული რეგულატორის ძირითადი მაჩვენებელია მისი უთანაბრობის ხარისხი, რომელიც გამოისახება ფარდობით:

$$\delta = \frac{m_2 - m_1}{m_{\text{ს.ა.}},}$$

სადაც m_2 არის კუთხური სიჩქარე ძრავას უქმი სვლის დროს,;
 m_1 — კუთხური სიჩქარე სრული დატვირთვის დროს;

$$m_{\text{ს.ა.}} = \frac{m_2 + m_1}{2} \text{ საშუალო კუთხური სიჩქარე.}$$

არსებული ძრავებისათვის უთანაბრობის ხარისხი არ აღემატება $\delta = 0,08$ – $0,10$ სიდიდეს.

ძრავას უცვლელი დატვირთვის დროს მყარდება განსაზღვრული ბრუნთა რიცხვი. ამ დროს რეგულატორის ქურო ერთ მუდმივ მდგომარეობაშია. დატვირთვის გადიდების ან შემცირების შემთხვევაში უნდა დაიწყოს ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა, რის შედეგად მოხდება ქუროს გადაადგილება ერთი ან მეორე მიმართულებით, მაგრამ რეგულატორში და მარეგულირებელ მექანიზმში ხახუნის არსებობის გამო ქუროს გადაადგილება დაიწყება მხოლოდ მაშინ, როდესაც n ბრუნთა რიცხვი გაიზრდება n_1 -მდე ან შემცირდება n_2 -მდე. ამასთანავე ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის სიდიდე $n_1 - n$ ან $n - n_2$ საკმარისი უნდა იყოს ცენტრიდანული ძალის ისეთი შეცვლისათვის, რაც საჭიროა ხახუნის წინაღობის დასაძლევად. ადვილი წარმოსადგენია, რომ, რაც უფრო ნაკლები იქნება ხეხვა რეგულატორსა და მარეგულირებელ მექანიზმში, მით ნაკლები იქნება ის სიდიდე, რომლითაც უნდა შეიცვალოს ბრუნთა რიცხვი და მით უფრო მგრძნობიარე გამოვა რეგულატორი.

რეგულატორის მგრძნობიარობის შესაფასებლად იყენებენ ფარლობას

$$\epsilon = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

რომელსაც გრძნობიერების ხარისხი ეწოდება.

სატრაქტორო ძრავებისათვის გრძნობიერების ხარისხი არ აღემატება $\epsilon = 0,05$ სიდიდეს.

გრძნობიერების ხარისხი შეიძლება გამოვსახოთ კუთხური სიჩქარეების ფარლობითაც:

$$\epsilon = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2\omega^2}$$

ω , ω_1 და ω_2 კუთხურ სიჩქარეებს შეესაბამება ცენტრიდანული ანერჯის ძალები P_c , P'_c და P''_c .

(301) ფორმულის საფუძველზე შეიძლება დაეწეროს

$$\omega^2 = \frac{P_c}{mx}, \quad \omega_1^2 = \frac{P'_c}{mx} \quad \text{და} \quad \omega_2^2 = \frac{P''_c}{mx}$$

ამ სიდიდეების შერთანა ε -ის გამოსახულებაში გვაძლევს

$$\varepsilon = \frac{P'_c - P''_c}{2P_c} = \frac{\Delta P_c}{P_c}$$

სადაც

$$\Delta P_c = P'_c - P''_c = P_c - P''_c$$

მიღებული დამოკიდებულება გვიჩვენებს, რომ ქუროს გადაადგილება დაიწყება მხოლოდ მაშინ, როდესაც ცენტრიდანული ანერჯის ძალა გაიზრდება $\pm \Delta P_c = \pm P_c$ ნაბრტით.

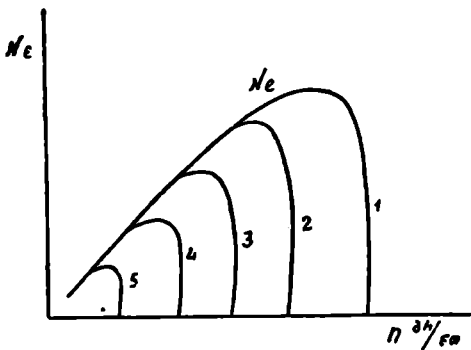
მრავალრეჟიმიანი რეგულატორი

თანამედროვე, ახალი ტიპის სატრაქტორო ძრავებისათვის იყენებენ მრავალრეჟიმიან რეგულატორებს, რომლებიც, ერთრეჟიმიანი რეგულატორებისაგან განსხვავებით, საშუალებას იძლევიან (ტრაქტორის სურვილის მიხედვით) ძრავამ იმუშაოს სხვადასხვაგვარი სიჩქარითი რეჟიმით მაქსიმალურ და მინიმალურ ბრუნთა რიცხვებს შორის. რეგულატორისათვის დაწესებული ესა თუ ის სიჩქარითი რეჟიმი დამოკიდებულია აქსელერატორის ბერკეტის მდგომარეობაზე; ამასთანავე, რეგულატორი იცავს ბრუნთა რიცხვის მუდმივობას (ისევე, როგორც ერთრეჟიმიანი რეგულატორი) ყველა რეჟიმზე, რომელიც მისთვის დაწესებულია აქსელერატორის ბერკეტის მდგომარეობით.

მრავალრეჟიმიანი რეგულატორით მომუშავე ძრავას გარეგანი მახასიათებლის ნიმუში ნაჩვენებია 150-ე ნახაზზე.

აღნიშნულ ნახაზზე (1) მრუდი შეესაბამება მრავალრეჟიმიანი რეგულატორის მაქსიმალურ სიჩქარით რეჟიმს. მას ვლებულობთ მაშინ, როდესაც აქსელერატორის ბერკეტი მთლიანადაა გადაწეული თავის განაპირა მდგომარეობამდე. სხვა მრუდები (2, 3, 4) მიიღება აქსელე-

რატორის ბერკეტის საშუალებდო მდგომარეობებში. ასეთი მრუდების რაოდენობა იმდენი შეიძლება იყოს, რამდენი ახალი მდგომარეობაც წუქძლია დაიკავოს აქსელერატორის ბერკეტმა. ტრაქტორის მუშაობის დროს ყველაზე ხშირად გამოიყენება მაქსიმალური სიჩქარითი რეჟიმის სხვა საშუალებდო რეჟიმები მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ მაშინ, როდესაც ტრაქტორი მუშაობს არასრული დატვირთვით (მაგალითად კულტივაცია) ან მისაბმელის გარეშე (ტრანსპორტი). ტრაქტორის სიჩქარის შემცირება სიჩქარითი რეჟიმის შეცვლით (აქსელერატორის ბერკეტის გადაადგილებით) მიზანშეწონილია აგრეთვე უკუსვლითი მოძრაობის დროს.



ნახ. 150. ძრავის მახასიათებელი.

თვე უკუსვლითი მოძრაობის დროს.

ერთრეჟიმიანი რეგულატორის ნაცვლად მრავალრეჟიმიანი რეგულატორის გამოყენება იწვევს:

- 1) ტრაქტორის მანევრირების გაუმჯობესებასა და მართვის გადავილებას;
- 2) ტრაქტორის სამუშაო დროის გამოყენების კოეფიციენტის გადილებას;
- 3) არასრული დატვირთვის დროს ტრაქტორის ეკონომიურობის გაუმჯობესებას;
- 4) ტრაქტორის ზოგიერთი ნაწილის ცვეთის შემცირებას.

საზომ ერთეულთა საერთაშორისო სისტემის შესახებ

საბჭოთა კავშირში 1963 წლამდე მექანიკური სიდიდეებისათვის სახელმწიფო სტანდარტით მიღებული იყო საზომ ერთეულთა სამი მეტრული სისტემა:

1. აბსოლუტური ფიზიკური სისტემა სგწ (СГС), რომლის ძირითადი ერთეულებია: სანტიმეტრი, გრამი, წამი;
2. აბსოლუტური პრაქტიკული სისტემა მკწ (МКС), რომლის ძირითადი ერთეულებია: მეტრი, კილოგრამი, წამი;
3. ტექნიკური სისტემა მკგწ (МКГСС), რომლის ძირითადი ერთეულებია: მეტრი, კილოგრამ-ძალა, წამი.

მათ შორის ტექნიკის მეცნიერებათა დარგში ყველაზე ფართოდ გამოიყენებოდა ეს უკანასკნელი.

1963 წლის 1 იანვრიდან საბჭოთა კავშირში მოქმედებს სახელმწიფო სტანდარტი 9867—61, რომელიც შეიცავს საზომ ერთეულთა საერთაშორისო სისტემას (სი) და ნავარაუდევია უპირატესი გამოყენებისათვის მეცნიერების ყველა დარგში, ტექნიკაში და სახალხო მეურნეობაში.

ასოები „სი“ (СН ან СИ) შეესაბამება დასახელებას — სისტემა ინტერნაციონალური.

ერთეულთა საერთაშორისო სისტემა აგებულია ექვს ძირითად ერთეულზე: მეტრი, კილოგრამი, წამი, ამპერი, კელვინის გრადუსი და სანთელი, რომელთაგან პირველი სამი საშუალებას იძლევა შევქმნათ წარმოებული ერთეულები, საკმარისი ყოველგვარი მექანიკური სიდიდეების გამოსახვისათვის.

დასახელებული სამი ძირითადი სიდიდე (მეტრი, კილოგრამი, წამი) იძლევა ერთეულთა სისტემას მკწ (МКС) მექანიკური სიდიდეებისათვის და წარმოადგენს ერთეულთა საერთაშორისო სისტემის ნაწილს.

მექანიკური სიდიდეების განსაზღვრისათვის ერთეულთა საერთა-

შორისო სისტემაში გვხვდება ბევრი ისეთი ერთეულები, რომლებიც ადრე ფართოდ გამოიყენებოდა ჩვენს პრაქტიკაში. ამასთან ერთად, გვხვდება თავისებურებანიც, რომელთაგან პირველ რიგში უნდა დავასახელოთ ერთეულები, დაკავშირებული გაუგებრობასთან ტერმინებში „წონა“ და „მასა“.

ტერმინი „წონა“ ყოველდღიურ პრაქტიკაში ხშირად გამოიყენება მასის, როგორც ნივთიერების რაოდენობის დასახასიათებლად, თუმცა მექანიკაში მას სიმძიმის ძალის შინაარსი აქვს.

გარდა ამისა, როგორც მასის, ისე ძალის ერთეულად გამოიყენებოდა კილოგრამი.

ვინაიდან წონა უდრის მასისა და თავისუფალი ვარდნის აჩქარების (g) ნამრავლს, ხოლო g დედამიწის სხვადასხვა პუნქტში სხვადასხვა სიდიდისაა, ამიტომ არც წონა იქნება მუდმივი, იმ დროს, როდესაც მასა (ნივთიერების რაოდენობა) არაა დამოკიდებული მისი გარემოს ადგილზე.

ერთეულთა საერთაშორისო სისტემაში ამ გაუგებრობის მოსასპობად მასის ერთეულად დატოვებულია კილოგრამი ($კგ$), ხოლო ძალის ერთეულად (აგრეთვე წონის ძალის ერთეულად) მიღებულია ნიუტონი ($ნ$) ანუ ძალა, რომელიც 1 კგ მასას მიანიჭებს 1 მ/წმ² აჩქარებას (თუ რატუნა უნდა ძალის მიმართულება თანხვედრა გადაადგილების მიმართულებას).

ამ განმარტებიდან გამომდინარეობს, რომ იმ შემთხვევაში, როცა ნაგულისხმებია ნივთიერების რაოდენობა, როგორც, მაგალითად, საწვავი, რომელსაც ხარჯავს ძრავა, ლითონი, რომელიც იხარჯება მანქანის დასამზადებლად და სხვ., უნდა ვილაპარაკოთ კილოგრამობით (ან მისი ჯერადი ერთეულით) გამოსახულ მასაზე.

იმ შემთხვევაში, როცა ნაგულისხმებია, მაგალითად, წნევა, შექმნილი ნიადაგზე ტრაქტორის წონით, ან საჭიროა განისაზღვროს საძირკველის დატვირთვა მასზე დაყენებული ძრავათი და სხვ., საჭიროა ვილაპარაკოთ წონის ძალაზე და გამოვსახოთ ის ნიუტონობით (ან მისი ჯერადი ერთეულით).

ამასთან დაკავშირებით კუთრი წნევის გამოსახავად აღარ გამოდგება კილოგრამი კვადრატულ სანტიმეტრზე ($კგ/სმ^2$), საჭიროა მის მაგიერ გამოვიყენოთ ნიუტონი კვადრატულ მეტრზე ($ნ/მ^2$). იცვლება აგრეთვე კუთრი წონის ცნება, სიდიდე $კგ/მ^3$, რომელიც ადრე გამოიყენებოდა კუთრი წონის გამოსახავად, უნდა მივიჩნიოთ მხოლოდ როგორც სიმკვრივე, კუთრი წონის გამოსახვისათვის კი ერთეულთა საერთაშორისო სისტემით გვექნება $ნ/მ^3$.

მუშაობისა და ენერჯის გასაზომად, ნაცვლად კილოგრამ-მეტრი-

და, ერგისა. კალორიისა, ვატ-საათისა და სხვ., ერთეულთა საერთაშორისო სისტემა ყველა შემთხვევაში იოვალისწინებს ჯოულის (ნიუტონ-მეტრი) გამოყენებას.

ნიუტონის ძალეგია აგრეთვე პერცებში გამოსახული სიხშირის გამოყენება, რადგან ის ციკლების რაოდენობას შეესაბამება.

ძალის ერთეული ნიუტონი გამომდინარეობს ფორმულიდან:

$$F = ma,$$

რომელშიც მასის ერთეულად კგ-ის, ხოლო აჩქარების ერთეულად მ/წმ²-ის შეტანა გვაძლევს:

$$F = \text{კგ} \frac{\text{მ}}{\text{წმ}^2} = \frac{\text{კგმ}}{\text{წმ}^2} = \text{ნ} \text{ (ნიუტონი)}.$$

თუ ძალა იზომება კილოგრამობით (სისტემა მეტრიკული ძალა, წამი), მაშინ მასა მიიღებს განზომილებას:

$$m = \frac{\text{კგწმ}^2}{\text{ნ}}.$$

ცხ. 6

სიდიდის დასახელება	განსაზიარებელი ფორმულა	საზომი ერთეული		საზომი ერთეული
		საზომი ერთეული	საზომი ერთეული	
ძალა	$F = ma$	ნიუტონი	ნ	კგ·წმ ⁻²
წნევა (ძაბვა)	$p = \frac{F}{S}$	ნიუტონ-მეტრი-კვადრატული	ნ/მ ²	კგ·წმ ⁻² ·მ ⁻²
სიკვრივე	$\rho = \frac{m}{V}$	კილოგრამ-კუბური	კგ/მ ³	კგ·მ ⁻³
ეთერი წონა	$\gamma = \frac{P}{V}$	ნიუტონ-კუბური	ნ/მ ³	კგ·წმ ⁻² ·მ ⁻³
მუშაობა და ენერჯია	$A = F \cdot s$	ნიუტონ-მეტრი	ნ·მ	კგ·წმ ² ·მ ⁻¹
სამსაღვრე	$v = \frac{A}{t}$	ნიუტონ-მეტრი-წამი	ნ·მ/წმ	კგ·წმ ² ·მ ⁻¹ ·წმ ⁻¹
მასის ინერციის მომენტი	$J = mr^2$	კილოგრამ-მეტრი-კვადრატში	კგ·მ ²	
საბმარე	$f = \frac{l}{T}$	პერიოდი	წმ	წმ ⁻¹
ეთერული სიჩქარე	$c = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t}$	რაიანი წამი	რად.წმ	წმ ⁻¹

მე-6 ცხრილში ნაჩვენებია მექანიკური სიდიდეების საზომი ის წარმოებული ერთეულები, რომლებიც შეესაბამება ერთეულთა საერთაშორისო სისტემას და განსხვავდება ყოველდღიურ პრაქტიკაში გამოყენებული ერთეულებისაგან.

ვარდა ამ ერთეულებისა, დასაშვებია აგრეთვე სისტემის გარეშე ზუსტად ერთეულის გამოყენება, რომლებიც პრაქტიკაში დიდად გავრცელდა.

მათ შორის შეიქლება დავასახლოთ:

სიგრძის ერთეულები

- 1 მიკრონი = 10^{-6} მ
- 1 ანგსტრემი = 10^{-10} მ

მასის ერთეულები

- 1 ტონა = 10^3 კგ
- 1 ცენტნერი = 10^2 კგ

დროის ერთეულები

- 1 წუთი = 60 წმ
- 1 საათი = 3600 წმ
- 1 დღე-ღამე = 86400 წმ
- 1 წელიწადი = $3,16 \cdot 10^7$ წმ

ბრტყელი კუთხის ერთეულები

- 1 გრადუსი = $1,75 \cdot 10^{-3}$ რად
- 1 წუთი = $2,91 \cdot 10^{-4}$ რად
- 1 წამი = $4,85 \cdot 10^{-6}$ რად

ფართობის ერთეულები

- 1 არი = 100 გ²
- 1 ჰექტარი = 10^4 გ²

მოცულობის ერთეული

- ლიტრი = $1,000028 \cdot 10^{-6}$ მ³

მობრუნების კუთხის ერთეული

- 1 ბრუნნი = 2π რად

კუთხური სინქარის ერთეულები

$$1 \text{ ბრუნი წუთში} = \frac{\pi}{30} \text{ რად/წმ}$$

$$1 \text{ ბრუნი წამში} = 2\pi \text{ რად/წმ}$$

სიმძლავრის ერთეული

$$1 \text{ ცხენის ძალა} = 735,499 \text{ ვტ} \approx 736 \text{ ვტ}$$

მუშაობისა და ენერჯიის ერთეულები

$$1 \text{ ვატ-საათი} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ ჯ}$$

$$1 \text{ ელექტრონვოლტი} = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ ჯ}$$

წნევის ერთეულები

$$1 \text{ ბარი} = 10^5 \text{ ნ/მ}^2 (\approx 1 \text{ კგ/სმ}^2)$$

$$1 \text{ მილიმეტრი ვერცხლის წყ: სვეტისა} = 133,322 \text{ ნ/მ}^2$$

$$1 \text{ ტექნიკური ატმოსფერო} = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ ნ/მ}^2$$

$$1 \text{ მილიმეტრი წყლის სვეტისა} = 9,80665 \text{ ნ/მ}^2$$

$$1 \text{ ფიზიკური ატმოსფერო} = 1.013 \cdot 10^5 \text{ ნ/მ}^2$$

სითბოს ერთეული

$$1 \text{ კალორია} = 4,1868 \text{ ჯ} \approx 4,19 \text{ ჯ}$$

სითბოტევალობის ერთეული

$$1 \text{ კალორია გრადუსზე} = 4,1868 \text{ ჯ/გრად.}$$

რა თქმა უნდა, სისტემის გარეშე ერთეულების გამოყენებას შეძლებისდაგვარად უნდა ვერიდოთ, თუმცა ზოგ შემთხვევაში მათი უგულებელყოფა საეხებით მოუხერხებელია. ყოველდღიურ ცხოვრებაში. მაგალითად, აუცილებელია ვიხმაროთ წუთი. წელიწადი, ტონა, ცენტნერი და სხვა. ძალიან მარჯვეა აგრეთვე ისეთი ერთეულები გამოყენება, როგორცაა: ბრუნვა წუთში, ლიტრი და მიკრონი.

ვარდა ზემოდსახელებულისა, სისტემის გარეშე ერთეულებს პიკეთვინება აგრეთვე ჭერადი და წილადი ერთეულები. შექმნილი 12-ს რომელიმე ხარისხზე გამრავლებით. შესაბამისად ძირითად ან წარმოებულ ერთეულს უმატებთ თავსართს და ვლებულობთ შესაბამის დასახელებას, მაგალითად, კილონიუტონს, მეგანიუტონსა და სხვ.

მე-7 ცხრილში ნაჩვენებია ჯერადი და წილადი ერთეულების შე-
საქმნელად მიღებული თავსართები.

ტექნიკის ბევრ დარგში ხელსაყრელია ძალის გამოსახვა კილო- და
მეგანიუტონობით, წნევის გამოსახვა კილო- და მეგანიუტონობით კვად-
რატულ მეტრზე, ხოლო სივრცის გამოსახვა სანტი- და მილიმეტრობით
და ზოგჯერ მიკრონობით.

ცხრილი 7

თავსართის დასახელება	თანაფარდობა ძირითად ერთეულთან		შემოკლებული აღნიშვნა	
			ქართული	საერთაშორისო
ტონა	1000000000000	10 ¹²	ტ	T
ვივა	1000000000	10 ⁹	ვ	G
მევა	1000000	10 ⁶	მ	M
კილო	1000	10 ³	კ	k
ჰექტო	100	10 ²	ჰ	h
დეკა	10	10 ¹	და	da
დეცი	0,1	10 ⁻¹	დ	d
სანტი	0,01	10 ⁻²	ს	C
მილი	0,001	10 ⁻³	მლ	m
მიკრო	0,000001	10 ⁻⁶	მკ	μ
ნანო	0,000000001	10 ⁻⁹	ნ	n
პიკო	0,000000000001	10 ⁻¹²	პ	p

ექსპერიმენტული მასალის დამუშავებაში ერთეულთა საერთაშო-
რისო სისტემის გამოყენებასთან დაკავშირებით საჭიროა მხედველობა-
ში მივიღოთ ის გარემოება, რომ ამჟამად (ყოველდღიურ პრაქტიკაში)
თითქმის არ მოგვეპოვება ხელსაწყოები, რომლებიც უშუალოდ იძლე-
ოდნენ ძალის ანათვალს ნიუტონობით ან წნევის ანათვალს ნიუტონო-
ბით კვადრატულ მეტრზე; ეს მაჩვენებლები ჩვენს ხელსაწყოებზე
თითქმის მუდამ ნაჩვენებია კილოგრამობით და კილოგრამობით კვად-
რატულ სანტიმეტრზე.

ამიტომ ექსპერიმენტული მასალის დამუშავების დროს საჭირო
ხდება ხელსაწყოთა ჩვენების გადაანგარიშება ახალი საერთაშორისო
სისტემის ერთეულებზე.

ძალის ერთეულების გადაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ, რომ 1 კილოგრამ-ძალა = 9,80665 ნიუტონს. ძალიან მარტივდება გადაანგარიშება, თუ მიახლოებით მივიღებთ 1 კგ-ძალა = 10 ნ; ამ დროს დაშვებული ცდომილება მიაღწევს 2%. თუ ასეთი სიზუსტე საკმარისი არაა, მაშინ შეიძლება მივიღოთ 1 კგ-ძალა = 9,81 ნ.

წნევის გადასაანგარიშებლად მხედველობაში უნდა ვიქონიოთ, რომ 1 კგ/სმ² = 9,81 · 10⁴ ნ/მ² = 98.1 კნ/მ² = 0,098 მნ/მ². თუ შესაძლებელია ორპროცენტიანი ცდომილების დაშვება, მაშინ 1 კგ/სმ² ≈ 100 კნ/მ² ≈ 0,1 მნ/მ².

ქვემოთ მოყვანილია ზოგიერთი თანაფარდობა, რომლებიც შეიძლება გამოვიყენოთ ექსპერიმენტის შედეგად მიღებული შედეგის გადასაანგარიშებლად.

მუშაობის, სითბოსა და ენერჯიის ერთეულები

1 კგმ = 9,81 ჯ	1 ჯ = 0,102 კგმ
1 კალ = 4,19 ჯ	1 ჯ = 0,239 კალ
1 ვტ-სთ = 3,6 · 10 ⁶ ჯ	1 ჯ = 2,78 · 10 ⁻⁶ ვტ-სთ.

სიმძლავრის ერთეულები

1 $\frac{\text{კგმ}}{\text{წ}} = 9,81$ ვტ	1 ვტ = 0,102 $\frac{\text{კგმ}}{\text{წ}}$
1 ცხ. ძ = 736 ვტ	1 ვტ = 1,36 · 10 ⁻³ ცხ. ძ
1 ცხ. ძ = 0,736 კვტ	1 კვტ = 1,36 ცხ. ძ

წნევის ერთეულები

1 კგ/მ ² = 9,81 ნ/მ ²	1 ნ/მ ² = 0,102 კგ/მ ²
1 კგ/სმ ² = 9,81 · 10 ⁴ ნ/მ ²	1 ნ/მ ² = 1,02 · 10 ⁻⁵ კგ/სმ ²
1 მმ ვერცხ. წყ. სვ. = 133 ნ/მ ²	1 ნ/მ ² = 7,50 · 10 ⁻³ მმ ვერცხ. წყ. სვ.
1 მმ წყ. სვ. = 9,81 ნ/მ ²	1 ნ/მ ² = 0,102 მმ წყ. სვ.
1 ბარი = 10 ⁵ ნ/მ ²	1 ნ/მ ² = 10 ⁻⁵ ბარი
1 ბარი ≈ 1 კგ/სმ ²	1 კგ/სმ ² ≈ 1 ბარი.

უკეთ გარკვევის მიზნით განვიხილოთ აიარის რეზისტის რამდენიმე მაგალითი.

აირის მუდმივად იდეალური აირის მდგომარეობის დამახასიათებელი განტოლებიდან 1 კგ აირისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\frac{pV}{T} = R.$$

ეს ტოლობა სამართლიანია ყველა აირისათვის მის ნებისმიერ მდგომარეობაში.

თუ ავიღებთ მონაცემებს ნორმალური ფიზიკური პირობებისათვის, გვექნება: $p = 1$ ატმ $= 1,013 \cdot 10^5$ ნ/მ² და $T = 273^\circ$ K.

გარდა ამისა, ნორმალური ფიზიკური პირობებისათვის შეიძლება დავწეროთ $\mu s = 22,4$ ან $s = \frac{22,4}{\mu}$, სადაც s აირის კუთრი მოცულობაა, ხოლო μ — მისი მოლეკულური მასა.

ამ სიდიდეების შეტანა საწყის ტოლობაში გვაძლევს.

$$R = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 22,4}{273 \cdot \mu} = \frac{8314}{\mu} \text{ ჯ/კგ. გრად.}$$

ამავე გამოსახულებიდან შეიძლება მივიღოთ 1 კმოლისათვის უნივერსალური მუდმივას მნიშვნელობა, რომელიც ერთნაირი იქნება ყველა აირისათვის:

$$\mu R = 8314 \text{ ჯ/კმოლი. გრად.}$$

ამრიგად, აირის მდგომარეობის დამახასიათებელ განტოლებებს ექნებათ შემდეგი სახე:

$$pv = RT \quad \text{ან} \quad pV = GRT,$$

სადაც p -ს განზომილებაა ნ/მ²; v -ს — მ³/კგ; V -ს — მ³, ხოლო G -ს — კგ; აგრეთვე გვექნება

$$p\mu s = 8314 T \quad \text{ან} \quad pV = 8314 MT;$$

სადაც, გარდა ზემოთ ნაჩვენები განზომილებებისა, μs -ის განზომილება იქნება მ³/მოლი და M -ის კი მოლი.

საწყისი თბოუნარიანობა. ჩვეულებრივ, საწვავის თბოუნარიანობა გამოისახება კილოკალორიებით კილოგრამზე. საერთაშორისო სისტემის ერთეულებზე გადაანგარიშებისათვის მხედველობაში უნდა მივიღოთ, რომ 1 კკალ $= 4,19 \cdot 10^3$ ჯ $= 4,19$ კჯ.

მაგალითად, ბენზინისათვის გვაქვს

$$H_u = 10400 \text{ კკალ/კგ.}$$

საერთაშორისო სისტემის ერთეულებში კი გვექნება

$$H_u = 10400 \frac{4,19 \cdot 10^3 \text{ ჯ}}{\text{კგ}}$$

$$H_u = 4,36 \cdot 10^7 \text{ ჟ/კვ} = 43600 \text{ კვ/კვ.}$$

სითბოტევადობა. კუთრი სითბოტევადობა წარმოადგენს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა მივანიჭოთ ნივთიერებას, რათა მისი ერთეული რაოდენობის ტემპერატურა შეიცვალოს ერთი გრადუსით.

მაგალითად, წყლის სითბოტევადობა. გამოსახული სისტემის გარეშე ერთეულებით, იქნება

$$c = 1 \text{ კალ/გ.გრად.}$$

თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ

$$1 \text{ კალ} = 4,19 \text{ ჟ} \quad \text{და} \quad 1 \text{ გ} = 10^{-3} \text{ კვ,}$$

საერთაშორისო სისტემის ერთეულებში გვექნება

$$c = 1 \frac{4,19 \text{ ჟ}}{10^{-3} \text{ კვ. გრად}}$$

$$c = 4,19 \cdot 10^3 \text{ ჟ/კვ. გრად} = 4,19 \text{ კვ/კვ. გრად.}$$

აირის სითბოტევადობა, ჩვეულებრივ, გამოისახება შემდეგი სახის ტოლობით

$$c = a + bt$$

და აქვს განზომილება კალ/მოლი.გრად ან კვ/კვ.გრად და სხვ.

ცხადია, საერთაშორისო სისტემაში მისი გადაყვანისათვის საჭიროა გამოსახვის კოეფიციენტები a და b გავამრავლოთ სიდიდეზე 4,19 (ან უფრო ზუსტად 4,1868) და შედეგი მიღებული იქნება განზომილებით: კვ/მოლი. გრად, კვ/კვ. გრად და სხვ.

მუდმივი წნევისა და მუდმივი მოცულობის დროს სითბოტევადობათა სხვაობა იქნება:

$$c_p - c_v = R \quad \text{ან} \quad c_p - c_v = \frac{8314}{\mu}$$

ან მოლური სითბოტევადობისათვის $\mu c_p - \mu c_v = 8314$.

ეს გამოსახულებანი მართებულია შემთხვევისათვის, როდესაც სითბოტევადობების განზომილებებია ჟ/კვ. გრად და კვ/მოლი.გრად.

პრაქტიკაში სითბოტევადობების გამოსახვისათვის უფრო მარჯვია

მივიღოთ განზომილებები კგ/კგ. გრად და კგ/მოლი. გრად.; ასეთ შემთხვევაში გვექნება

$$c_p - c_r = \frac{8,314}{\mu} \text{ და } \mu c_p - \mu c_r = 8,314.$$

ძალა, ენერგია, სიმძლავრე. აღრე უპირატესად გამოიყენებოდა საზომ ერთეულთა სისტემა, რომელიც დამყარებულია სამ ძირითად ერთეულზე: მეტრი, კილოგრამ-ძალა, წამი (სისტემა მკგძწ). ამ სისტემის შესაბამისად ძალა უნდა გავზომოთ კგ-ობით, ხოლო მასას უნდა ჰქონდეს განზომილება

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{კგ}}{\text{მ/წმ}^2} = \text{მ}^{-1} \text{ კგ წმ}^2.$$

განვიხილოთ მაგალითისათვის ცენტრიდანული ინერციის ძალა

$$S = m r \omega^2.$$

ერთეულთა ძველი სისტემის მიხედვით აქ მასა m უნდა იქნას აღებული როგორც ფარდობა წონასა (G) და თავისუფალი ვარდნის ანჟარებას (g) შორის, რაც S ძალას მისცემს კგ განზომილებას. მართლაც, განზომილებების შესაბამისად გვექნება:

$$S = \frac{\text{კგ}}{\text{მ/წმ}^2} \cdot \text{მ} \cdot \frac{1}{\text{წმ}^2} = \text{კგ}.$$

ერთეულთა ახალი სისტემის მიხედვით მასის განზომილება იქნება კგ. რაც უზრუნველყოფს S ძალის განსაზღვრას ნიუტონობით $\left(\frac{\text{კგმ}}{\text{წმ}^2}\right)$

მართლაც გვექნება $S = \text{კგმ} \cdot \frac{1}{\text{წმ}^2} = \frac{\text{კგმ}}{\text{წმ}^2} = \text{ნ}.$

კინეტიკური ენერგია გამოითვლება ტოლობით

$$E = \frac{m \omega^2}{2}.$$

ერთეულთა ძველი სისტემით გვექნება $m = \frac{\text{კგ/წმ}^2}{g}$: თუ სიჩქარის განზომილება იქნება ω მ/წმ, მაშინ მივიღებთ.

$$E = \frac{\text{კგწმ}^2}{g} \cdot \frac{\text{მ}^2}{\text{წმ}^2} = \text{კგმ}.$$

ერთეულთა ახალი სისტემის შესაბამისად გვექნება

$$E = \kappa \frac{m^2}{\nu^2} = \frac{\kappa m^2}{\nu^2} \quad m = n m = f \text{ (ჯოული).}$$

ასევე მბრუნავი სხეულისათვის გვექნება.

$$E = \frac{m \omega^2}{2} = \frac{m r^2 \omega^2}{2} = \frac{J \omega^2}{2}.$$

ერთეულთა ძველ განზომილებებში მასის ინერციის მომენტი

$$J = m r^2 = \frac{\kappa \cdot \nu^2 m^2}{g} \quad m^2 = \kappa \text{ მ. } \nu^2 \text{. ხოლო ახალ განზომილებებში}$$

$J = m r^2 = \kappa \text{ მ}^2$; ამის შესაბამისად პირველი შემთხვევისათვის გვექნება.

$$E = \kappa \text{ მ} \nu^2 \frac{1}{\nu^2} = \kappa \text{ მ},$$

ხოლო მეორე შემთხვევაში

$$E = \kappa \cdot \text{მ}^2 \frac{1}{\nu^2} = n m = f.$$

აღსანიშნავია, რომ კინეტიკური ენერჯიის გამოსახულების განზომილებათა შეცვლის გამო სახეს იცვლის ბითხის გამოდინების სიჩქარის საანგარიშო ბერნულის ფორმულა.

მკვჭ სისტემაში წნევის განზომილებაა $\rho \text{ კგ/მ}^2$ და ბერნულის ფორმულა ღებულობს შემდეგ სახეს:

$$W = \sqrt{2 g v (\rho_1 - \rho_2)} = \sqrt{\frac{g}{\nu^2} \frac{m^2}{\kappa} \frac{\kappa}{m^2}} = m / \nu \text{ მ.}$$

ერთეულთა საერთაშორისო სისტემაში წნევის განზომილებაა $\rho \text{ ნ/მ}^2$; და ბერნულის ფორმულაც ღებულობს შემდეგ სახეს:

$$W = \sqrt{2 v (\rho_1 - \rho_2)} = \sqrt{\frac{g^2}{\kappa} \frac{\kappa m^2}{m^2 \nu^2}} = m / \nu \text{ მ.}$$

შეგაწვის ძრავას სიმძლავრეს, ჩვეულებრივ, გამოსახავენ ცხენის ძალებით. ერთეულთა საერთაშორისო სისტემის შესაბამისად ხელსაყრელია ძრავას სიმძლავრე გამოვსახოთ კილოვატობით. გადაანგარიშების შემთხვევაში საკმარისია გამოვიყენოთ თანაფარდობანი: 1 ცხ. ძ = 0,736 კვტ ან 1 კვტ = 1,36 ცხ.ძ, მაგრამ უფრო უკეთესია ისე შევადგინოთ საანგარიშო ფორმულები, რომ პირდაპირ მივიღოთ სიმძლავრის საჭირო განზომილება.

ს ა რ ჩ ე ვ ი

შესავალი	3
ნ ა წ ი ლ ი I. ხავეტოტრაქტორო ძრავების ზოგადი თეორია	
თ ა ვ ი I. დგუშონი შიგაწვის ძრავას ძირითადი სქემა და ტიპები	9
§ 1. დგუშონი ძრავას ძირითადი სქემა .	10
§ 2. ძრავას ძირითადი პარამეტრები .	12
§ 3. დგუშონი შიგაწვის ძრავას ტიპები	14
§ 4. ძრავას ინდიკატორული დიაგრამა .	30
§ 5. დგუშონი შიგაწვის ძრავების კლასიფიკაცია	32
§ 6. სხვადასხვა ტიპის ძრავების	35
თ ა ვ ი II. დგუშონი შიგაწვის ძრავას იდეალური და თეორიული ციკლები .	47
§ 1. დგუშონი შიგაწვის ძრავას იდეალური ციკლები	49
§ 2. დგუშონი შიგაწვის ძრავას თეორიული ციკლები	56
თ ა ვ ი III. დგუშონი შიგაწვის ძრავას ნამდვილი მუშა ციკლი	59
§ 1. შეესების პროცესი	61
§ 2. კუმშვის პროცესი .	77
§ 3. წვის პროცესი	83
§ 4. გაფართოებისა და განდევნის პროცესები .	133
§ 5. ძრავადან გამობოჭკვილი ნამუშეაირი აირების ტოქსიკურობა	144
თ ა ვ ი IV. მუშა ციკლის ზოგადი მაჩვენებლები	153
§ 1. საშუალო ინდიკატორული წნევა	153
§ 2. საშუალო ეფექტური წნევა .	157
§ 3. ძრავას სიმძლავრე .	158
§ 4. ძრავას მარჯი კმედების კოეფიციენტები	162
§ 5. შიგაწვის ძრავას მუშაობა სასიმალო პირობებში .	167
§ 6. ძრავას სითბური ბალანსი	173
§ 7. ძრავას ძირითადი ზომების გამსაზღვრა .	176
თ ა ვ ი V. შიგაწვის ძრავას ჩაბერვა	179
§ 1. ზოგადი ცნობები ჩაბერვის შესახებ	178
§ 2. ჩაბერვის სისტემები	183
§ 3. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავას ჩაბერვა .	185
§ 4. სატრაქტორო ღიზელის ჩაბერვა	190
თ ა ვ ი VI. ძრავას მახასიათებლები	197
§ 1. სიჩქარიით მახასიათებლები	197
§ 2. სადატერითო მახასიათებლები	207
§ 3. უქმი სვლისა და სარეგულაციო მახასიათებლები .	209
§ 4. ემპირიული ფორმულები სიჩქარიით მახასიათებლის ასაგებად	211
თ ა ვ ი VII. საავტოტრაქტორო ძრავების გამოცდა	212
§ 1. გამოცდის მიზანი და დანიშნულება	212
§ 2. ძრავას გამოცდისათვის სპირობა დანადგარები და აპარატურა	217
§ 3. გაწოვა და მისი შედეგების დამუშავება	215

§ 4. ზოგიერთი მითითება და მაგალითი	216
§ 5. გაზომვის შედეგების გრაფიკული გამოსახვა	224
§ 6. ძრავას სიმძლავრის დაყვანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე ნ ა წ ი ლ ი II. მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა, ძირითადი ნაწილების გაანგარიშება და დამხარე ხისტებები	227
თ ა ვ ი I. ძრავას მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა	230
§ 1. მექანიზმის კინემატიკური დამოკიდებულებანი	230
§ 2. მრუდმხარა მექანიზმში მოქმედი ძალები და მომენტები	241
§ 3. ძრავას შეწონისწორება	253
§ 4. ძრავას მქნევარის ინერციის მომენტის განსაზღვრა	279
თ ა ვ ი II. ძრავას ძირითადი ნაწილები და მათი გაანგარიშება	283
§ 1. დგუში	284
§ 2. დგუშის რგოლები	291
§ 3. დგუშის თითი	299
§ 4. ბარბაცა	301
§ 5. მუხლა კოილვი	303
§ 6. ცილინდრი და ცილინდრის მასრა	325
თ ა ვ ი III. აირის განაწილება	327
§ 1. აირის განაწილება ოთხტაქტიან ძრავებში. განმანაწილებელ მექანიზმის კონსტრუქცია	337
§ 2. აირის განაწილება ორტაქტიან ძრავებში	343
თ ა ვ ი IV. კარბურატორიანი ძრავას კვება	349
§ 1. კარბურატორისადმი წაყენებული მოთხოვნები	349
§ 2. საწვავი ნარევის ხარისხი	350
§ 3. ჰაერის მოძრაობა დიფუზორში და დიფუზორის გაანგარიშება	351
§ 4. საწვავის გამოღინება ეილერიდან და ეილერის გაანგარიშება	354
§ 5. კარბურატორის მახასიათებელი	355
თ ა ვ ი V. დიზელის კვება და საწვავი ნარევის შექმნა	358
§ 1. დიზელში საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი	358
§ 2. საწვავის ტუმბოსა და ფრქვევანას ძირითადი ზომების გაანგარიშება	364
თ ა ვ ი VI. ძრავას გაგრილების სისტემა	369
§ 1. ზოგადი განმარტება	369
§ 2. გაგრილების სისტემის ; გაანგარიშება	371
თ ა ვ ი VII. ძრავას შეზეთვის სისტემა	376
§ 1. ზეთის მზიდი შრის შექმნა	378
§ 2. ცირკულაციაში მყოფი ზეთის რაოდენობა	380
§ 3. ზეთის ტუმბოს შწარმოებლობა	381
თ ა ვ ი VIII. ძრავას ამუშავება და ბრუნთა რიცხვის რეგულირება	383
§ 1. ძრავას ამუშავება	383
§ 2. ძრავას ბრუნთა რიცხვის რეგულირება	337
დანართი — საზომ ერთეულთა საერთაშორისო სისტემის შესახებ	395

Махалдანი Вахтанг Васильевич
ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
(на грузинском языке)

რედაქტორი პ. ლაბარტყავა
მხატვრული რედაქტორი ო. შვესხი
ტექნიკური რედაქტორი თ. მანჯგალაძე
უფროსი კორექტორი მ. ამაშუკელი
კორექტორი დ. გოროზია
გამომცემი ლ. გაბარაშვილი

ИБ № 1658, Учебное издание для вуза

გადაეცა წარმოებას 13.12.83. ხელმოწერილია დასაბეჭდად 10.08.84. ქალაქ-
დის ზომა 60 X 90^{1/16}. საბეჭდო ქაღალდი ოფსეტის. გარნიტურა ვენა. ბეჭდვა
ოფსეტური ნაბეჭდი თაბახი 25,5. საღებავგატარება 25,75. სააღრიცხვო-საგამომ-
ცემლო თაბახი 20,25.

ტირაჟი 2000

შეკვ. №3832

ფასი 85 კაპ.

გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, ორჯონიკიძის ქ., 50
Издательство «Ганатლება», Тбилиси, ул. Орджоникидзе. 50

1984

სსსი-ის სტამბა, თბილისი-31, დილომი
Типография Груз. СХИ. Тбилиси-31, Диломи.