

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ჯ. ლომსაძე,

ზ. ლომსაძე

სამჭედლო-საშტამპავი მოწყობილობა

(მრუდმხარა მანქანები)
III ნაწილი



დამტკიცებულია დამხმარე
სახელმძღვანელოდ სტუ-ს
სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ

თბილისი - 2005

შპს 621.73.002.5 (075.8)

განხილულია მრუდმზარა მანქანების კლასიფიკაცია, სხვადასხვა ტიპის მანქანების მოქმედების პრინციპი, ძირითადი კვანძები და დეტალები, მათი სიმტკიცეზე გაანგარიშება.

განკუთვნილია 1204 (ლითონების წნევით დამუშავების მანქანები და ტექნოლოგია) სპეციალობის მაგისტრანტებისა და ბაკალავრებისათვის.

რეცენზენტები: პროფ. მ. მიქაუტაძე,
პროფ. ალ. თუთბერიძე

1. მრუდმხარა მანქანები

1.1. ზოგადი ცნობები მრუდმხარა მანქანების შესახებ

მრუდმხარა მანქანები მიეკუთვნება სამჭედლო-საშტამპავი მანქანების კლასიფიკაციის (ნახ.1) მესამე ჯგუფს, რომლებშიც მადეფორმირებელი ინსტრუმენტის სიჩქარე მუშა სვლის პერიოდში იცვლება ხისტი მრუდით, რაც განპირობებულია ამძრავსა და შემსრულებელ მექანიზმს შორის ხისტი კინემატიკური კავშირით.

აღნიშნულ მანქანებში ამძრავის ბრუნვითი მოძრაობა გარდაიქმნება მადეფორმირებელი იარაღის წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობად. მადეფორმირებელი იარაღის (შტამპის მოძრავი ნაწილის) ერთი წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობა წნეხის მუშა ციკლია. ყოველი მუშა ციკლის შესრულებისას უკიდურეს მდგომარეობებში მუშა ინსტრუმენტის სიჩქარე უტოლდება ნულს, რაც ინერციული ძალების წარმოქმნას განაპირობებს.

2. მრუდმხარა მანქანების კლასიფიკაცია, ძირითადი ელემენტები და მათი დანიშნულება

მრუდმხარა მანქანების (წნეხების) კლასიფიკაცია სხვადასხვა ნიშნით ხდება. მაგრამ ყველაზე მიღებულია მათი კლასიფიკაცია ტექნოლოგიური დანიშნულების მიხედვით (ნახ.1), ვინაიდან სწორედ ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების თავისებურება განაპირობებს მანქანის (წნეხის) კონსტრუქციას.

ტექნოლოგიური დანიშნულების მიხედვით წნეხები იყოფა სამ ძირითად ჯგუფად: 1) ფურცელსაშტამპავი, 2) მოცულობითი შტამპვისა და 3) ფხვნილოვანი მასალების შტამპვისათვის.

თანამედროვე წნეხების სტრუქტურა საკმაოდ რთულია. მანქანას აქვს ათზე მეტი კვანძი და რამდენიმე ასეული დეტალი.

წნეხების ენერჯის წყარო, როგორც წესი, ასინქრონული ელექტროძრავებია, გამშვებრეგულირებადი ელექტროაპარატურით. ასინქრონული ელექტროძრავას მქნევარასთან ერთად დაყენების აუცილებლობა გამოწვეულია ენერჯის მოხმარების უთანაბრობით. ზოგ შემთხვევაში, თუ წნეხის ექსპლუატაცია მოითხოვს სვლათა რიცხვის რეგულირებას, აყენებენ სხვა ტიპის ელექტროამძრავს (მუდმივი დენის

ელექტროძრავას და სხვ.). ელექტროძრავადან გადაცემა შემსრულებელ მექანიზმზე, როგორც წესი, წარმოებს სოლლევური (ძრავადან მქნევაარაზე) და რამდენიმე კბილა გადაცემით. წნეხებში კბილა გადაცემები საკმარისად დიდი გაბარიტებისაა, მათი მოდული აიღება 30 მმ-მდე და ზოგჯერ მეტიც. კბილა გადაცემები შეიძლება იყოს როგორც ღია, ისე დახურული. ზოგიერთ მანქანებში გვხვდება აგრეთვე ჭია გადაცემაც (წნეხმაკრატლები).

შემსრულებელი მექანიზმი ამძრავთან დაკავშირებულია ქუროს საშუალებით. შემსრულებელი მექანიზმის ფიქსირება მოცემულ მდგომარეობაში (ცოციას უკიდურეს ზედა ანუ უკანა არამუშა მდგომარეობაში) ხორციელდება მუხრუჭის საშუალებით. ქუროს და მუხრუჭის დროულ ჩართვას და გამორთვას მართვის სისტემა ახორციელებს.

წნეხის გამართვისა და კონტროლის კვანძს მიეკუთვნებიან საშტამპავი სიმაღლის მარეგულირებელი მექანიზმი, მიკროამძრავი, გადატვირთვისაგან დამცავები, ძალვის მაჩვენებლები, მრუდმხარას მდგომარეობის მაჩვენებლები, შტამპების დამაგრების მექანიზმები, საშტამპავი ფილის საცვლელი კვანძი, საშტამპავი სიერცის დამცავი გისოსები და სხვ.

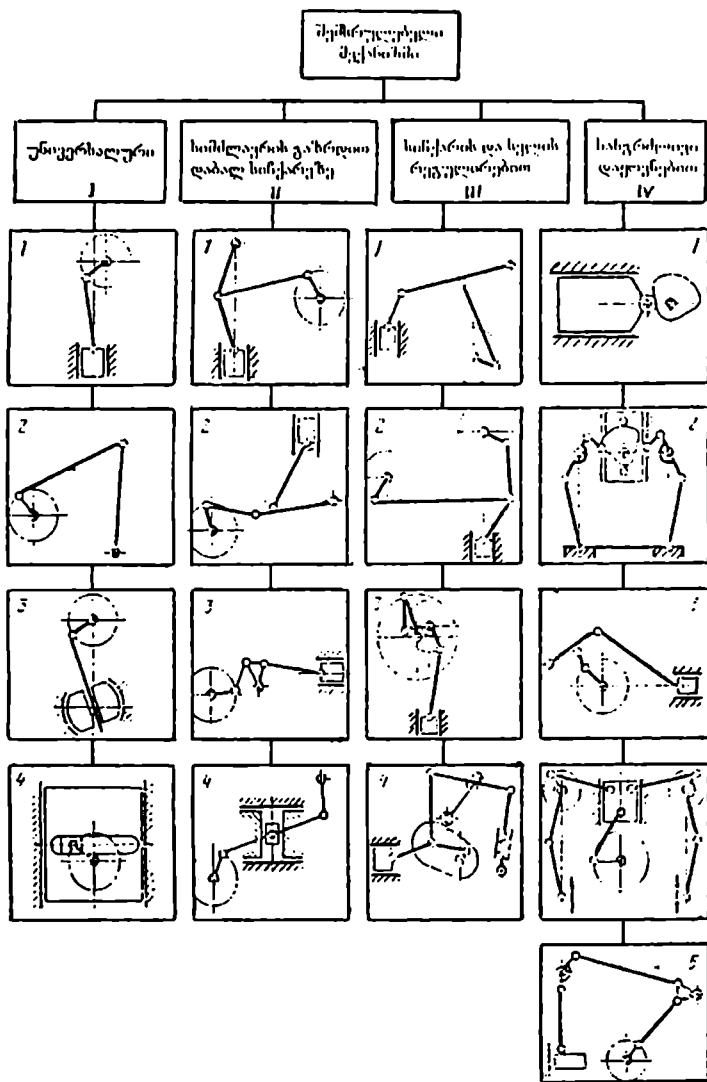
წნეხის დამხმარე კვანძებია: შეზეთვის კვანძი, ცოციას მაწონას-წორებლები, პნევმატიკური და ჰიდრავლიკური ბალიშები და სხვ. წნეხ-ავტომატებს, გარდა ზემოაღნიშნული კვანძებისა, აქვს ავტომატიზაციის კვანძები, რომლებიც უზრუნველყოფენ დასამუშავებელი მასალის და ნახევარფაბრიკატების, ორიენტირებას, ტრანსპორტირებას და ამზადებენ პირობებს შემდეგი ციკლის შესასრულებლად.

2.1. შემსრულებელი მექანიზმები

შტამპვის ტექნოლოგიური პროცესების გარკვეულ მოთხოვნათა შესაბამისად არსებობს მრუდმხარა წნეხების შემსრულებელი მექანიზმების ოთხი ჯგუფი (ნახ.2).

პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება ოთხრგოლიანი მექანიზმები. მათ იყენებენ იმ შემთხვევაში, როცა კინემატიკურ პარამეტრებს დიდ მოთხოვნები არ წაეყენება. მათი უპირატესობაა კომპაქტურობა და სიმარტივე. ყველაზე ფართო გამოყენება პოვა მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმებმა ცენტრალური და დეზაქსიალური ვარიანტებით. იმ შემთხვევაში, როცა ცოციას მცირე გადაადგილებით საჭიროა დიდი სასარგებლო წინააღმდეგობის გადალახვა, რაციონალურია მეორე ჯგუფის მექანიზმების გამოყენება. მესამე ჯგუფი წარმოადგენს მრუდმხარა-ბერკეტოვან მექანიზმს, რომელიც ცოციას

სიჩქარისა და სვლის რეგულირების საშუალებას იძლევა. ასეთ მექანიზმებს იყენებენ წნეხებში, რომელთა დანიშნულებაა ღრმა გამოჭიმვები.



ნახ.2.პრუდმხარა წნეხების შემსრულებელი მექანიზმების სქემები

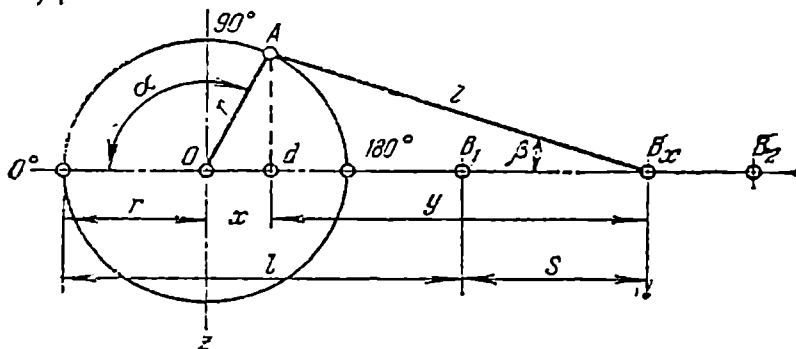
2.2. კინემატიკური პარამეტრები

ნებისმიერი ტიპის მრუდმხარა წნეხის დაპროექტებისათვის აუცილებელია მისი კინემატიკური პარამეტრების ცოდნა, ე.ი. შემსრულებელი რგოლის (ცოციას) გადაადგილების, სიჩქარისა და აჩქარების ცვლილებების კანონების დადგენა.

2.2.1. ცოციას სვლა

მე-3 ნახ-ზე წარმოდგენილია მრუდმხარა - ბარბაცა მექანიზმის სქემა. სადაც მოცემულია შემდეგი აღნიშვნები: r - მრუდმხარას რადიუსი; α - მრუდმხარას შემობრუნების კუთხე მისი უკანა უკიდურესი მდგომარეობიდან; l - ბარბაცას სიგრძე; რადიუსის შეფარდება ბარბაცას სიგრძესთან

$$\lambda = r/l$$



ნახ. 3. მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სქემა

$\triangle OAD$ სამკუთხედიდან $AD = r \sin(180 - \alpha) = r \cdot \sin \alpha$ $\triangle AB_1x$ სამკუთხედიდან $AD = l \cdot \sin \beta$, მაშასადამე, $r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta$

$$\text{ანუ } \sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha \quad \text{ან } \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (1)$$

ცოციას მცირე თავის უკიდურესი უკანა და წინა მდგომარეობებია B_1 და B_2 . მათ შორის მიმდინარე მდგომარეობაა B_x .

ცოციას უკანა უკიდურესი მდგომარეობიდან (B_1) განვლილი S გზა ასე განისაზღვრება:

$$l + S = r + x + y, \text{ საიდანაც } S = r + x + y - l.$$

AOD სამკუთხედიდან: $x = r \cdot \cos(180 - \alpha)$ ანუ $x = -r \cdot \cos \alpha$.

როცა $\alpha < 90^\circ$, x უარყოფითი მნიშვნელობა აქვს;

როცა $\alpha > 90^\circ$, x დადებითია. ABx სამკუთხედიდან: $y = l \cos \beta$.

ვინაიდან (1) განტოლებიდან $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$,

ამიტომ

$$S = r - r \cos \alpha + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - l$$

ანუ

$$S = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{l}{r} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - \frac{l}{r} \right).$$

როგორც აღვნიშნეთ, $\lambda = \frac{r}{l}$, აქედან $\frac{l}{2} = \frac{l}{\lambda}$, მაშინ

$$S = r \left[1 - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]. \quad (2)$$

განტოლება (2) იძლევა ზუსტ მათემატიკურ დამოკიდებულებას მრუდმხარას შემობრუნების α კუთხესა და ცოციას მიერ განვლილია S გზის სიდიდეს შორის. პრაქტიკულად, S -ის გამოსათვლელად სარგებლობენ გამარტივებული გამოსახულებით

$$S = r \left[1 - \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (3)$$

2.2.2. ცოციას სიჩქარე და აჩქარება

ცოციას გადაადგილების სიჩქარე შეიძლება განისაზღვროს როგორც გადაადგილების S -ის პირველი წარმოებული დროით:

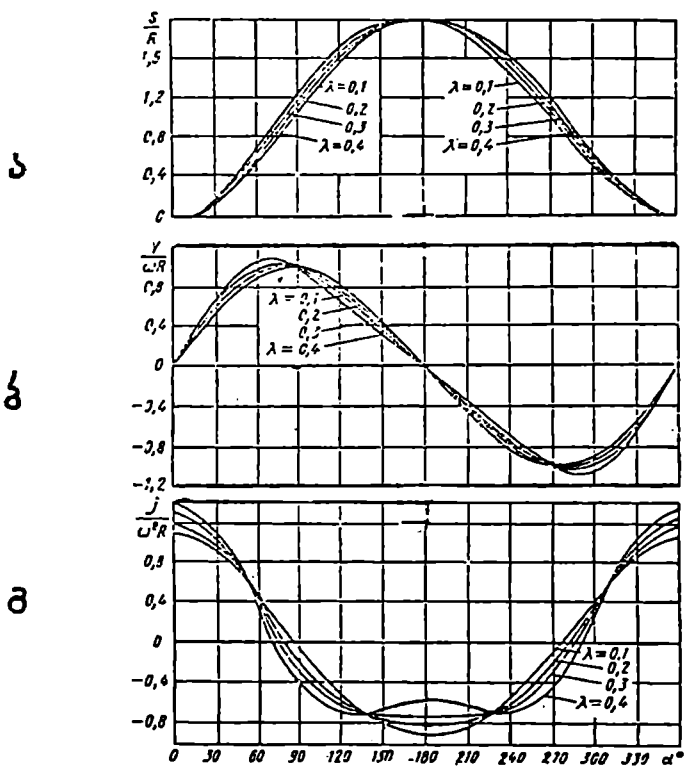
$$\text{საბოლოოდ, } V = \frac{dS}{dt},$$

$$V = \frac{\pi \cdot n_0 r}{30} (\sin \alpha - 0,5 \lambda \sin 2\alpha) \quad (4)$$

აჩქარება კი განისაზღვრება როგორც სიჩქარის პირველი წარმოებულ დროით.

$$\text{დასასრულ, } j = \frac{\pi^2 n_0^2}{30^2} r (\cos \alpha - \lambda \cos 2\alpha). \quad (5)$$

მე-4 ნახ-ზე მოცემულია ცენტრალური მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ცოციას გადაადგილების (ა), სიჩქარის (ბ) და აჩქარების (გ) მრუდების ცვლილებების ხასიათი λ -ს სხვადასხვა მნიშვნელობებისას.



ნახ.4. ცენტრალური მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ცოციას გადაადგილების (ა), სიჩქარის (ბ) და აჩქარების (გ) მრუდების ცვლილებების ხასიათი λ -ს სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის

3. მრუდმხარა წნეხების კვანძების და სისტემების ტიპური კონსტრუქციები

3.1. სადგარები

სადგარი ძირითადი საბაზო ნაწილია, რომელზეც აწყობილია მრუდმხარა წნეხის ყველა კვანძი და დეტალი.

ვერტიკალური წნეხების სადგარის ტიპური კონსტრუქციებია: ღია ტიპის ერთდგარიანი (ნახ.5,ა) და ორდგარიანი (ნახ 5, ბ) დახურული ტიპის მოჭიმი ჭანჭიკებით(ნახ.5,გ) და მთლიანშენადული სადგარები (ნახ 5,დ).

ღია ტიპის სადგარი, როგორც წესი, მზადდება თუჯის სხმულისაგან, მარკით C 424-44 ან C 428-48. თანამედროვე წნეხებში სულ უფრო ფართოდ ინერგება მთლიანშენადული სადგარი, რომელიც გაცილებით ეკონომიურია, ვიდრე ჩამოსხმული. სადგარის შესადღებელი ელემენტები მზადდება ფოლადის (ფ.3) სქელფურცლოვანი ნაგლინისაგან, სისქით 10-დან 140-მმ-მდე. უცხოური ფირმები. სადგარის სიხისტის გასაზრდელად იყენებენ მოდიფიცირებულ თუჯს და ფოლადის (ფ.3) სხმულკბსაც.

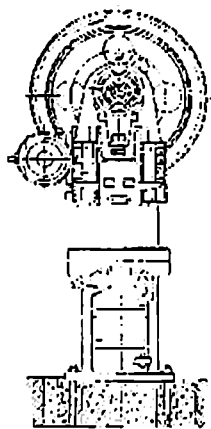
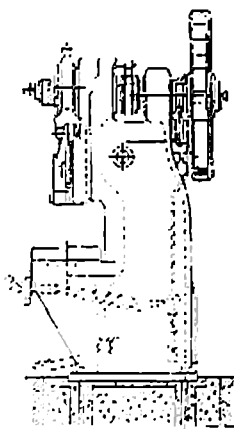
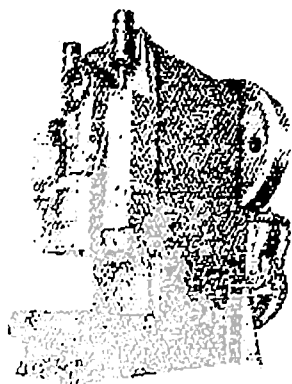
ჩვეულებრივ, სადგარს ანგარიშობენ სტატიკურ სიმტკიცეზე და იღებენ მარაგის კოეფიციენტს $n = 5 - 20$ თუჯის სადგარში, ხოლო $n = 5 - 20$ - ფოლადის სადგარში. სადგარი იანგარიშება გაჭიმვაზე.

3.2. ამძრავის კვანძები და დეტალები

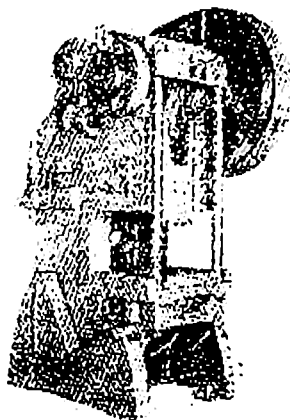
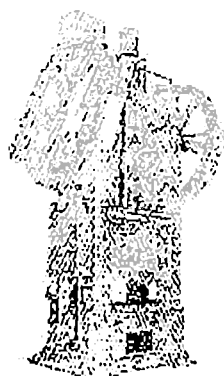
ელექტროძრავადან შემსრულებელი მექანიზმის წამყვან მრუდმხარა ლილვზე ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემისათვის ამძრავი სისტემა, მთავარ ძრავასა, ღვედურ და კბილა გადაცემების გარდა, შეიცავს ქუროს ლილვის ჩართვისა და გამორთვის, აგრეთვე სამუხრუჭო მოწყობილობას წნეხის მექანიზმის საჭირო მდგომარეობაში გასაჩერებლად.

3.2.1. ამძრავის სტრუქტურა და კინემატიკური სქემები

მრუდმხარა წნეხების ამძრავის სტრუქტურა განპირობებულია მისი დანიშნულებით და მოწყობილობის კონსტრუქციული თავისებურებებით.



ა



ბ

გ

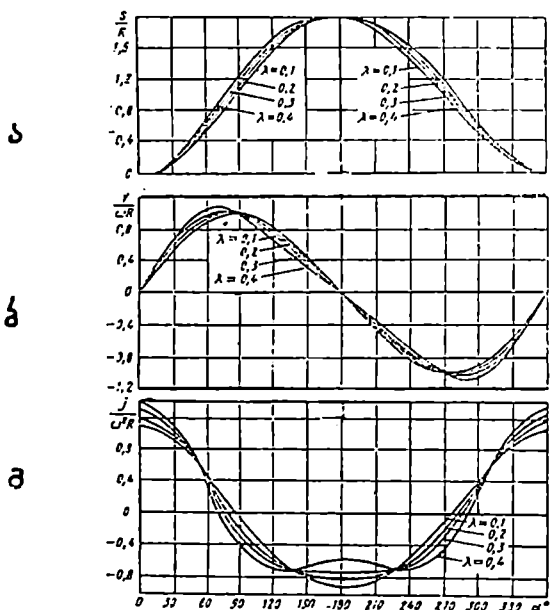
დ

ნახ.5. მრუდმხარა წნეხების სადგარის ტიპები: ა) ერთდგარიანი ღია;
 ბ) ორდგანიანი ღია; გ) დახურული მომჭიმი ჭანჭიკებით და
 დ) მთლიანშენადული

ამპრავის სტრუქტურის განმსაზღვრელი ფაქტორებია: 1) წნეხის სვლათა რიცხვი და ამპრავის გადაცემათა რიცხვის თანაფარდობა; 2) წამყვან მრუდმხარა ლილვზე მბრუნავი მომენტის გადაცემის ხერხი (ერთი მხრიდან თუ ორივე მხრიდან); 3) ამპრავის ჰერმეტიზაციის ხარისხი (ღია ან დახურული); 4) ცოციას საკიდურების რიცხვი (ერთ მრავალმრუდმხარა წნეხები).

თანამედროვე მრუდმხარა წნეხებში ამპრავის გადაცემათა თანაფარდობა იცვლება საკმარისად ფართო ზღვრებში $2 < i < 250$. გადაცემათა რიცხვის დიდი მნიშვნელობები გამოიყენება მძლავრ ფურცელსამტამპავ წნეხებში ღრმა გამოჭიმებისათვის. რომლებიც ასრულებენ 3-4 სვლას წუთში, ხოლო მცირე მნიშვნელობები აქვს ავტომატებში.

მე-6 ნახ-ზე მოცემულია ამპრავის კინემატიკური სქემები როგორც ერთდგარიანი, ისე ორდგარიანი ერთმრუდმხარა წნეხებისათვის, გადაცემათა სხვადასხვა საფეხურებით.



ნახ. 6. ამპრავის კინემატიკური სქემები:

ა. ერთდგარიანი წნეხები;

ბ. ორდგარიანი წნეხები

როგორც წესი, გადაცემათა პირველი საფეხური ძრავას შკივიდან მქნევარაზე ხორციელდება სოლვედური გადაცემით. ამ დროს დაცული უნდა იყოს მანქანათმშენებლობაში მიღებული გადაცემათა რიცხვის მნიშვნელობა $i_{სლ} = 6,9 + 10,6$

შკივის მინიმალური დასაშვები დიამეტრი

$$d_{შკ} = \frac{D_{მქ}}{i_{სლ}}, \quad (6)$$

სადაც $D_{მქ}$ მქნევარას დიამეტრია.

მრუდმხარა წნეხებში ამძრავის კბილა თვლების და კბილანების კონსტრუქცია ზოგადად უნდა აკმაყოფილებდეს საერთო მანქანათმშენებლობის სტანდარტის მოთხოვნებს.

3.2.2. ქურო და მისი გაანგარიშების ელემენტები

ყველა წნეხის ამძრავის სისტემაში გათვალისწინებულია ქურო და მუხრუჭი, რომლებიც საშუალებას იძლევიან ამძრავიდან მოძრაობა შემსრულებელ მექანიზმს გადასცეს, ხოლო საჭირო მომენტში, პირიქით, გააჩეროს იგი ელექტროძრავას გამოურთველად.

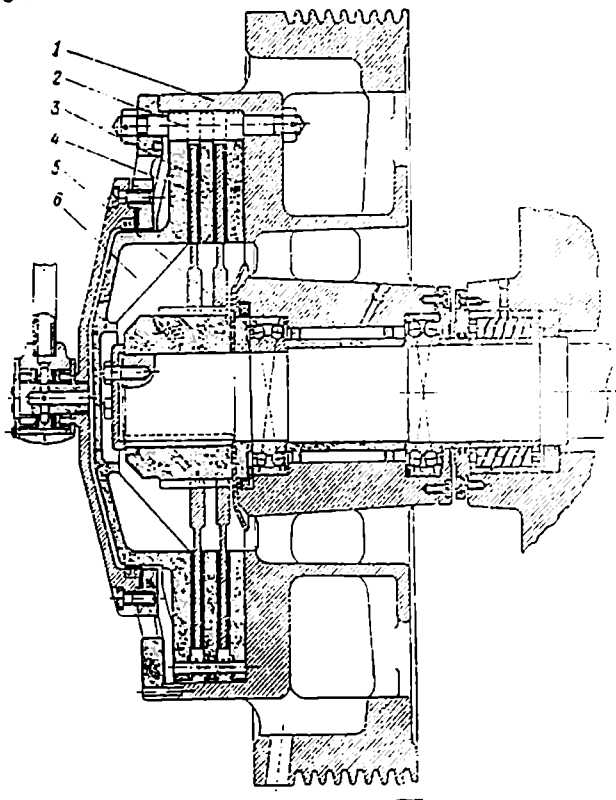
წნეხის მართვის სისტემის საშუალებით წარმოებს ქუროს და მუხრუჭის ურთიერთბლოკირება, მათი ჩართვა და გამორთვა. წნეხის ჩართვის სისტემა მეტად მძიმე პირობებში მუშაობს, რაც დაკავშირებულია დროის ერთეულში ხშირი ჩართვით და გამორთვით.

ყველაზე მძიმე პირობებში მუშაობა ჩართვის სისტემის მთავარ ელემენტს – ქუროს უხდება.

მრუდმხარა წნეხებში იყენებენ როგორც ხისტი, ისე ფრიქციულ ქუროებს. ხისტი ქუროები გამოიყენება მცირე სიმძლავრის წნეხებში (160 კნ-მდე). მძლავრ და ნელსვლიან წნეხებს, როგორც წესი, აქვთ ფრიქციული, პნევმატიკური ქუროები. ისინი უზრუნველყოფენ საკმაოდ დიდი მგრეხი მომენტის გადაცემას და მდოვრე ჩართვას. ქუროს მიერ გადაცემული მომენტის სიდიდე დამოკიდებულია წამყვანი და ამყოლი დისკოების რაოდენობასა და მათ დიამეტრზე, ე.ი. დისკოების მუშა ზედაპირის ფართობზე.

ქუროს მიერ მგრეხი მომენტის გადაცემა ხდება დისკოებს შორის არსებული ხახუნის ძალებით, რომლებიც წარმოიქმნებიან მათი ერთმანეთთან მიჭერისას შეკუმშული ჰაერის ზემოქმედებით. ქუროს გამორთვისას კი დისკოები ერთმანეთს შორდება სპეციალური ზამბარების საშუალებით.

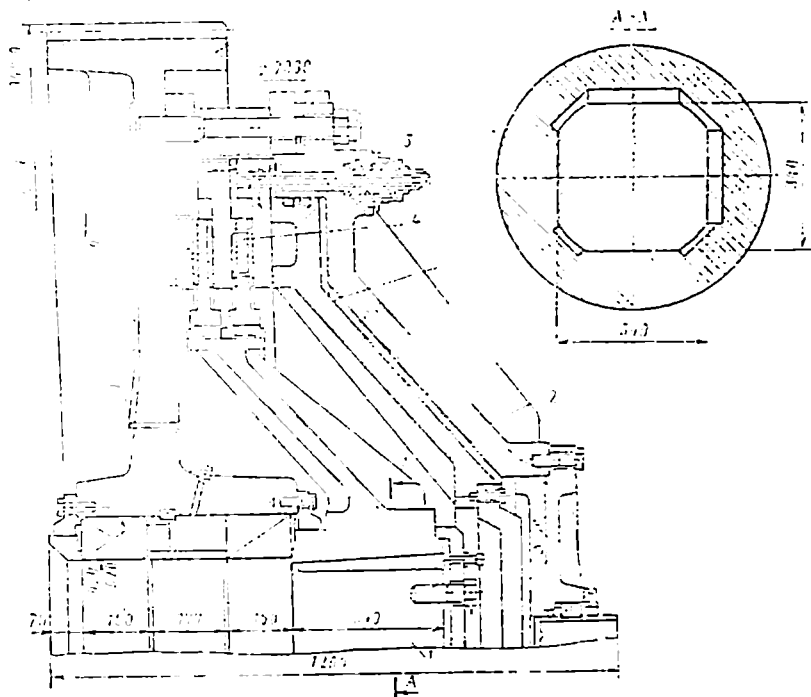
პირველი გამოშვების ცხლად საშტამპავ წნეხებში ფრიქციულ პნევმატიკურ ქუროებს აყენებდნენ პირველად ლილვზე, უშუალოდ მქნევარაზე (ნახ. 7).



ნახ. 7. პირველადი ლილვის მქნევარაზე დაყენებული ფრიქციული პნევმატიკური ქურო

ამავე ლილვის მეორე ბოლოზე იყო მუხრუჭიც. იმის გამო, რომ პირველად ლილვს, რომელზეც დასმულია მქნევარა, აქვს ბრუნვის მაღალი სიჩქარე,

ამიტომ ქუროს ჩართვისას წამყვან და უძრავ ამყოლ ბადროებს შორის ასრიალების ფარდობითი სიჩქარეც საკმაოდ მაღალია, რაც იწვევს დისკოების გახურებას და სწრაფ ცვეთას. ამიტომ თანამედროვე ცხლად საშტამპავ წნეხებში ფრიქციული ჩამრთველი ქურო გადატანილ იქნა ძირითად მრუდმხარა ლილვზე, რომლის ბრუნვათა რიცხვიც გაცილებით ნაკლებია პირველადი ლილვის ბრუნვათა რიცხვზე. ამ შემთხვევაში ქუროს ათავსებენ მრუდმხარა ლილვზე მოდებულ კბილანაზე (ნახ. 8).



ნახ. 8. მრუდმხარა ლილვის კბილანაზე დაყენებული ორდისკოიანი ფრიქციული პნევმატიკური ქურო

ქურო შეიცავს პნევმატიკურ ცილინდრს 2, რომელიც ბრუნავს კბილანასთან 6 ერთად. მასში მამჭიდროებელი სამაჯურით ჩადგმულია დგუში 7, რომელიც ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის შეშვების შემდეგ კუმშავს წამყვან 5 და ამყოლ 4 დისკოებს და ბრუნვითი მოძრაობა კბილანიდან

გადაეცემა მრუდმხარა ლილვს 1. ცილინდრიდან ჰაერის გამოშვების შემდეგ ფრიქციული ზედაპირები ერთმანეთს შორდება ზამბარების 3 საშუალებით.

ქუროს გაანგარიშების ელემენტები

ფრიქციული ქუროების გაანგარიშება წარმოებს მრუდმხარა ლილვზე გადასაცემი მაქსიმალური მგრეხი მომენტის მიხედვით. საანგარიშო მგრეხი მომენტი განისაზღვრება ფორმულით

$$M_{\text{საანგ}} = \beta \frac{P \cdot m_k}{i \cdot \eta}, \quad \text{კგ.სმ}, \quad (7)$$

სადაც $\beta = 1 \div 1,3$ მარაგის კოეფიციენტია, რომელიც ითვალისწინებს ამჟოლი ნაწილის ინერციულობას, დატვირთვის დინამიკურ ბასს და ხახუნის კოეფიციენტის მერყეობას; P - წნეხის ნომინალური ძალა, კგ, m_k - მგრეხი

მომენტის დაყვანილი მხარი, სმ; $\left[m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \right]$;

α - მუხლას შემობრუნების კუთხე; i - ამძრავსა და მრუდმხარა ლილვს შორის გადაცემათა რიცხვი; η - გადაცემის მ ქ კოეფიციენტი.

ქუროში აღძრული ხახუნის მომენტი

$$M_{\text{ხახ}} = \mu \cdot qFR_{\text{სკ}}n, \quad \text{კგსმ}, \quad (8)$$

სადაც μ ქუროს დისკებს შორის ხახუნის კოეფიციენტია; q - კუთრი წნევა მოხახუნე ზედაპირებზე, კმ/სმ²; $R_{\text{სკ}}$ - ხახუნის დისკოების საშუალო რადიუსი, სმ; F - დისკოს მუშა ზედაპირის ფართობი, სმ²; n - დისკოების მუშა ზედაპირების რაოდენობა.

დისკოს მუშა ზედაპირის ფართობი

$$F = \pi \left(R_2^2 - R_1^2 \right), \text{ სმ}^2$$

სადაც R_2 დისკოს გარე რადიუსია, სმ; R_1 - დისკოს შიგა რადიუსი, სმ; დისკოების საშუალო რადიუსი

$$R_{\text{საშ}} = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}$$

ჩვენს (8) ფორმულაში F და $R_{\text{საშ}}$ მნიშვნელობები, მივიღებთ

$$M_{\text{სახ}} = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot q (R_2^3 - R_1^3) \cdot n. \quad (9)$$

ვინაიდან $M_{\text{ა}} = M_{\text{სახ}}$, ამიტომ მათი მნიშვნელობების გატოლებიდან განისაზღვრება ქუროს მოხახუნე ზედაპირებზე საჭირო კუთრი წნევის სიდიდე

$$q = \frac{3M_{\text{საანგ}}}{2\pi \mu \cdot n (R_2^3 - R_1^3)}. \quad (10)$$

თუჯსა და ფრიქციულ მასალაზე კუთრი წნევა დასაშვებია ზღვრებში

$$q = 2,5 \div 3,5 \text{ კგ/სმ}^2$$

მოცემული დასაშვები კუთრი წნევა ხორციელდება ქუროს დგუშზე მოქმედი შეკუმშული ჰაერით, რომლის წნევასაც განსაზღვრავენ შემდეგი ძალების ჯამით: ზამბარების წინაღობა, შლიცებში დისკოების ხახუნის ძალა, დგუშის სამაჯურში ხახუნის ძალა.

ამ ძალების ჯამი აღვნიშნოთ Q -თი, მაშინ ქუროს დგუშზე მოქმედი შეკუმშული ჰაერის წნევა იქნება

$$P_0 = \frac{Q}{f}, \text{ კგ/სმ}^2, \quad (11)$$

სადაც f ქუროს დგუშის ფართობია, სმ^2
რგოლური ზედაპირის შემთხვევაში

$$f = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2), \quad (12)$$

სადაც d_2 და d_1 დგუშის გარე და შიგა დიამეტრებია, სმ.

თუ დგუში მთლიან წრეს წარმოადგენს $d_1 = 0$, მაშინ

$$f = \frac{\pi}{4} d_2^2$$

როგორც აღვნიშნეთ, ქუროს დგუშის მიჭერის მაქსიმალური ძალა შედგება შემდეგი ელემენტების ჯამისაგან:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \text{ კგ,} \quad (13)$$

სადაც Q_1 დისკოების მიჭერის ის ძალაა, რომელიც უზრუნველყოფს საანგარიშო მგრეხ მომენტს, კგ; Q_2 - ზამბარების მიჭერის (შეკუმშვის) ძალა, კგ; Q_3 - შლიცებში ხახუნის ძალების გადასალახავი ძალა, კგ; Q_4 - დგუშის სამაჯურში ხახუნის ძალების დასაძლევია, კგ.

Q_1 -ს გამოითვლიან ფორმულით

$$Q_1 = q \cdot F = \pi q (R_2^2 - R_1^2). \quad (14)$$

Q_2 - განსაზღვრავენ ტოლობით

$$Q_2 = m \cdot P_6, \quad (15)$$

აქ m ზამბარების რიცხვია; P_6 - ერთი ზამბარის მუშა ძალა, კგ და

$$P_6 = \alpha \frac{\mu(\varphi_1 + \varphi_2) i}{m_1}, \text{ კგ,} \quad (16)$$

სადაც α კოეფიციენტი, $\alpha = 2 + 2,5$; μ_1 - ხახუნის კოეფიციენტი შლიცებში, მშრალი ხახუნისას $\mu_1 = 0,1 + 0,15$; φ_1 - ერთი წამყვანი დისკოს წონა, კგ; φ_2 - ერთი ამყოლი დისკოს წონა, კგ; j - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს წნევის ზრდას დისკოების გადახრით $j = 4 + 5$; m_1 - ზამბარათა მინიმალური რაოდენობა, რომლებიც განიზიდავენ თითო ამპრავ და ამყოლ დისკოს.

Q_3 -ს ანგარიშობენ ფორულით

$$Q_3 = \mu_1 \left(\alpha_1 \cdot j \cdot \varphi_1 + \alpha_2 \cdot j \cdot \varphi_2 + \frac{M_3}{R_3} + \frac{M_3}{r_3} \right), \text{ კგ} \cdot \quad (17)$$

სადაც α_1 - ზამბარის მიერ გადაადგილებული წამყვანი დისკოების რაოდენობაა; α_2 - ამოლი დისკოების რაოდენობა; M_3 - ხახუნის ძალის მომენტი, რომელიც აღიძვრება ქუროში ზამბარების მოქმედებით მათი მაქსიმალური შეკუმშვისას, კგ.სმ; R_3 - წამყვანი დისკოების შლიცების საშუალო რადიუსი სმ; r_3 - ამოლი დისკოების შლიცების საშუალო რადიუსი, სმ.

$$M_3 = \mu \cdot m_1 P_0 R_{\text{სა}} [0 + 2 + 4 + 6 + \dots + (n-2)]. \quad (18)$$

$$Q_4 = \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot P_0 \cdot \mu_2, \quad (19)$$

სადაც b - სამაჯურის სიგანეა, სმ; μ_2 - ხახუნის კოეფიციენტი, სამაჯურსა და ცილინდრს შორის $\mu_2 = 0,08 \div 0,1$.

ფორმულაში (11) Q -ს შევიტანოთ შესაბამისი მნიშვნელობები და განვსაზღვროთ P_0 :

$$P_0 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{f - \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot P_0 \cdot \mu_2}, \text{ კგ/სმ}^2 \quad (20)$$

ქუროში მიწოდებული შეკუმშული ჰაერის წნევა (P_0) არ უნდა აღემატებოდეს $4+5 \text{ კგ/სმ}^2$ რადგანაც წარმოებას იშვიათად აქვს მასზე მაღალი წნევის ჰაერი. თუ გაანგარიშებით მიღებული წნევა უფრო მეტი გამოვა, მაშინ საჭიროა ქუროს დგუშის ზომების გაზრდა.

განვიხილოთ თარა ზულად საჭედი მანქანის (ГКМ-1250) ქუროს გაანგარიშების მაგალითი.

საწყისი მონაცემები:

თარა ზულსაჭედი მანქანის ნომინალური ძალა - $P = 1250$ ტ;

გადაცემათა რიცხვი ამძრავსა და მრუდმხარა ლილვს შორის - $i = 6,15$;

მგრეხი მომენტის დაყვანილი მხარი - $m_k = 5,24$ სმ;

ქუროს დანარჩენ მონაცემებს ვიღებთ 1-ლი ცხრ-დან.

პარამეტრის დასახელება	პირობითი აღნიშვნა	განზ. ერთ.	ГКМ-800	ГКМ-1250	ГКМ-200	ГКМ-3150
1	2	3	4	5	6	7
დისკოს ხახუნის ზედაპირის შიგა რადიუსი	R_1	მმ	355	355	450	25
დისკოს ხახუნის ზედაპირის გარე რადიუსი	R_2		570	570	800	840
წამყვანი დისკოს შლიცების საშუალო წრეხაზის რადიუსი	R_3		640	640	860	900
იგივე მიმყოლი დისკოების	r_3		310	310	400	470
ერთი წამყვანი დისკოს წონა	φ_1	კგ	210	210	430	460
ერთი ამყოლი დისკოს წონა	φ_2		140	140	240	340
დგუმის შიგა დიამეტრი	d_1	მმ				
დგუმის გარე დიამეტრი	d_2	"	1000	1000	1500	1600
დგუმის სამაჯურის სიგანე	b		30	30	32	32
მობახუნე ზედაპირების რაოდენობა	n	ცალი	4	4	6	6

1	2	3	4	5	6	7
მოდრავი წამყვანი ღისკოს რაოდენობა	a_1		2	2	3	3
ამჟოლი ღისკოს რაოდენობა	a_2		2	2	3	3
ქუროში ხაზბარების რაოდენობა	m		8	8	12	9
ერთი წამყვანი ღისკოს გამოსაწნევი ხაზბარების მინიმალური რაოდენობა	m_1		4	4	4	3

გარდა ამისა, გაანგარიშებისას კბილა გადაცემის მქ კოეფიციენტი აიღება $\eta = 0,95$; მგრეხი მომენტის მარაგის კოეფიციენტი - $\beta = 1,2$; ღისკოებს შორის ხაზ.კოეფიციენტი - $\mu = 0,35$; ღისკოების გადაადგილებისათვის საჭირო ძალის მარაგის კოეფიციენტი - $\alpha = 2,5$; ხაზუნის კოეფიციენტი შლიცებში - $\mu_1 = 0,15$; წნევის გაზრდის კოეფიციენტი - $j = 5$; სამაჯურსა და ცილინდრს შორის ხაზუნის კოეფიციენტი - $\mu_2 = 0,1$.

პირველ ყოვლისა, ვანგარიშობთ მგრეხ მომენტს (7) ფორმულით

$$M_{\text{საანგ}} = \beta \frac{P \cdot m_k}{i\eta} = 1,2 \frac{1250000 \cdot 5,24}{6,15 \cdot 0,95} = 1,35 \cdot 10^6 \text{ კგსმ.}$$

ღისკოებზე კუთრი წნევა იქნება

$$q = \frac{3 M_{\text{საანგ}}}{2\pi n (R_2^3 - R_1^3)} = \frac{3 \cdot 1,35 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,35 \cdot 4 (57^3 - 35,5^3)} = 3,3 \text{ კგ/სმ}^2$$

შეკუმშულ ჰაერის წნევის საანგარიშოდ ჯერ განვსაზღვროთ $Q_1 : Q_2 : Q_3$ და f სიდიდეები.

$$Q_1 = \pi q (R_2^2 - R_1^2) = 3,14 \cdot 3,3 (57^2 - 35,5^2) = 20400 \text{ კგ.}$$

(10) ფორმულით

$$P_8 = \alpha \frac{\mu_1 (\varphi_1 + \varphi_2) j}{m_1} = 2,5 \frac{0,15 (210 + 140) \cdot 5}{4} = 164 \text{ კგ.}$$

(9) ფორმულით

$$Q_2 = m \cdot P = 8 \cdot 164 = 1310 \text{ კგ.}$$

Q_3 - ის განსაზღვრისათვის ვიანგარიშით $R_{\text{სა}}$ და $M_{\text{ს}}$:

$$R_{\text{სა}} = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2(57^3 - 35,5^3)}{3(57^2 - 35,5^2)} = 47 \text{ სმ}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{ს}} &= \mu \cdot m_1 \cdot P_8 \cdot R_{\text{სა}} [0 + 2 + 4 + \dots + (n-2)] \\ &= 0,35 \cdot 4 \cdot 164 \cdot 47 (0 + 2) = 21600 \text{ კგ/სმ.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_3 &= \mu_1 \left(a_1 j \varphi_1 + a_2 j \varphi_2 + \frac{M_{\text{ს}}}{R_3} + \frac{M_{\text{ს}}}{r_3} \right) = \\ &0,15 \left(2 \cdot 5 \cdot 210 + 2 \cdot 5 \cdot 140 + \frac{21600}{64} + \frac{21600}{31} \right) = 680 \text{ კგ.} \end{aligned}$$

ქუროს დგუშის ფართობი, სმ²

$$f = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) = \frac{3,14}{4} 100^2 = 7850.$$

დასასრულ, (20) ფორმულით გამოვთვალოთ ქუროს დგუშზე მოქმედი შეკუმშული ჰაერის წნევა:

$$P_0 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{f - \pi (d_2 - d_1) b \mu_2} = \frac{20400 + 1310 + 680}{7850 - 3,14 (100 + 0) 3 \cdot 0,1} = 29 \text{ კმ/სმ}^2$$

რაც სავსებით დასაშვებია.

ანალოგიური გაანგარიშებით მიღებული შედეგები სხვადასხვა სიმძლავრის (ГКМ) - ბისათვის მოცემულია მე-2 ცხრილში.

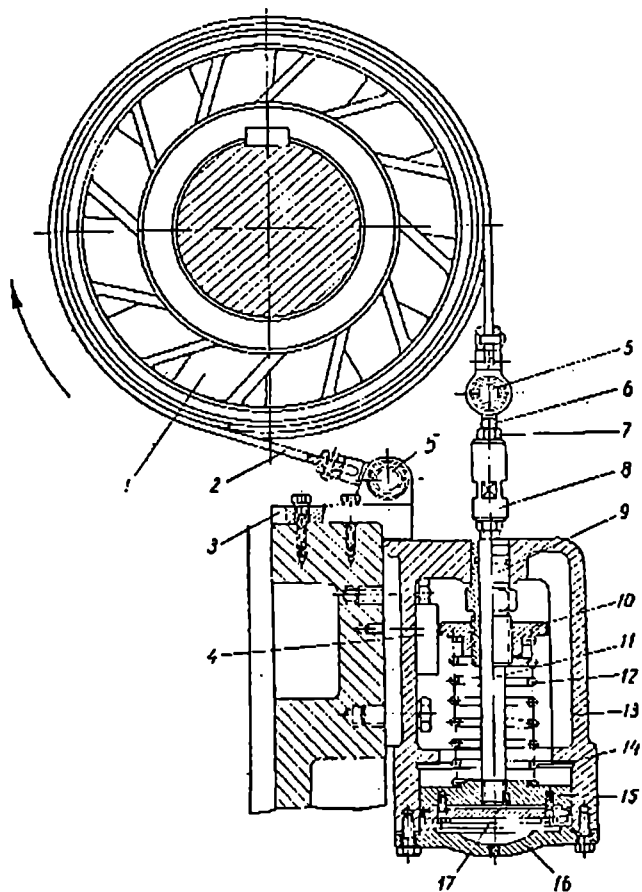
ცხრილი 2

გაანგარიშებით მიღებული სიდიდის დასახელება	ГКМ-800	ГКМ-1250	ГКМ-2000	ГКМ-3150
საანგარიშო მგრები მომენტი $M_{საანგ. კგ. სმ}$	$1,1 \cdot 10^6$	$1,35 \cdot 10^6$	$3,22 \cdot 10^6$	$4,9 \cdot 10^6$
ქუროს მოხახუნე ზედაპირზე კუთრი წნევის სიდიდე $q, კგ/სმ^2$	2,7	3,3	1,78	2,34
ქუროს დგუშზე შეკ. ჰაერის წნევა $P_0, კგ/სმ^2$	2,4	2,9	1,63	3,2

3.2.3. მუხრუჭი და მისი გაანგარიშების ელემენტები

წნეხის მუშაობის პროცესში ქუროს გამორთვის შემდეგ მრუდმხარა ლილვი და მასთან დაკავშირებული ცოცია აგრძელებენ მოძრაობას დაგროვილი ბრუნვითი და სწორხაზობრივი კინეტიკური ენერჯის მოქმედებით. აღნიშნული მოძრაი ელემენტების გაჩერების ღროის შესამცირებლად იყენებენ სამუხრუჭო მოწყობილობას. შტამპვის პროცესში, როგორც წესი, წნეხის მოძრაი ნაწილების გაჩერება უნდა მოხდეს ზედა უკიდურეს მდგომარეობაში, შემდეგ მუშა სვლა მდე. ამის გამო ფრიქციული პნევმატიკური ქუროს მუშაობა მჭიდროდაა დაკავშირებული მუხრუჭის მუშაობასთან. ქუროს გამორთვას მოსდევს მუხრუჭის ჩართვა და პირიქით.

მრუდმხარა წნეხებში ძირითადად იყენებენ პნევმატიკური მართვის პერიოდული მოქმედების ლენტურ მუხრუჭებს (ნახ.9). სამუხრუჭო საყელური დაყენებულია მრუდმხარა ლილვის მარცხენა ბოლოზე, მარჯვენა ბოლოზე კი - ქურო. ფოლადის ლენტის 2 მუშა ნაწილზე, რომელიც შემოხვეულია სამუხრუჭო საყელურზე 1, დამაგრებულია ფერადოს ფირფიტები. ფირფიტები ლენტზე მაგრდება თითბრის ან სპილენძის ფარული მოქლონებით.



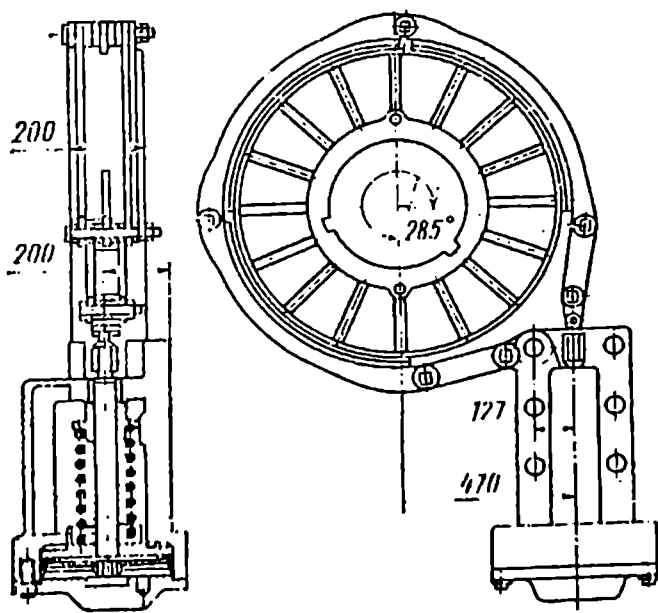
ნახ.9. მრუდმხარა წნეხის ლენტური მუხრუჭი

სამუხრუჭო ლენტი 2 საყელურზე 1 შემოვლებულია 270° -ზე. ლენტის ბოლოები დამაგრებულია სახსრიან საყურეზე 5. მისი ერთ-ერთი ბოლო დაკავშირებულია მუხრუჭის მართვის პნევმატიკური ცილინდრის 13 დგუშის 15 ჭოკთან 11. ლენტი დაჭიმულია ზამბარით 12. დაჭიმულობის რეგულირება წარმოებს ქუროთი 8 და ქანჩით 10. ფრიქციულ პნევმატიკური ქუროს

ჩართვისას, ოდნავ წინსწრებით შეუშვებენ შეკუმშულ ჰაერს მუხრუჭის ცილინდრში, რის შედეგადაც ზამბარა 12 იკუმშება და ლენტის დაჭიმულობა იხსნება – მუხრუჭი აღარ მოქმედებს.

დიდი სამუხრუჭო მომენტების შემთხვევაში, დრეკადი კავშირის მქონე ლენტური მუხრუჭები (ფოლადის ლენტი) შეცვლილია.

დიდი სამუხრუჭო მომენტების დროს ლენტური მუხრუჭების დრეკადი კავშირი (ფოლადის ლენტი) ნაკლებსაძლიერა. სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე, ლენტის სისქე 10-18 მმ-ია, რაც აუარესებს მუხრუჭის მუშაობის პირობებს ლენტის დიდი სიხისტის გამო. ამ შემთხვევაში უფრო მიზანშეწონილია ფოლადის ლენტის შეცვლა აწყობილი სახსრული ხუნდებით (ნახ.10), რომელთა მუშა ზედაპირი შემოფენილია ფრიქციული მასალით.



ნახ.10. მრუდმზარა წნეხის სახსრულ-ხუნდებიანი მუხრუჭით

მუხრუჭი მეტად საპასუხისმგებლო კვანძია, რომლის გაუმჯობესებამ შეიძლება ცოციას მოულოდნელი სელა და მუშის ტრაემა გამოიწვიოს.

ლენტური მუხრუჭის გაანგარიშების ელემენტები

მუხრუჭის გაანგარიშება ხდება შემდეგი თანამიმდევრობით: პირველ ყოვლისა, ანგარიშობენ ძალას, რომელიც აღიძვრება სამუხრუჭო ლენტის მოძრავ N_3 ბოლოზე, როცა დამუხრუჭებისას მრუდმხარა ლილვის შემობრუნებას იღებენ $\alpha_3 25 + 30^\circ$. აღნიშნული ძალისა და ლენტის მოძრავი ბოლოს გადაადგილების სიდიდის (λ_m) მიხედვით ანგარიშობენ მუხრუჭის ზამბარას. λ_m სიდიდეს გამოითვლიან პირობიდან, რომ მუხრუჭის ჩართვისას ლენტი ბორბლის ფერსოს სცილდება 2-3 მმ-ით. ზამბარის საჭირო ძალის მიხედვით საზღვრავენ დგუშის დიამეტრს. ღებულობენ, რომ ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის წნევა $4 + 5 \text{ კმ/მ}^2$ -ს არ აღემატება. შემდეგ ახდენენ მუხრუჭის გახურებაზე და მისი ცალკეული დეტალების სიმტკიცეზე შემოწმებას.

მუხრუჭის მუშაობა ნიშნავს იმას, რომ იგი მანქანის მქნევარის გარდა შთანთქავს მოძრავი ნაწილების კინეტიკურ ენერგიას და გარდაქმნის მას სითბოდ.

კინეტიკური ენერგიის შთანთქმა მიმდინარეობს სამუხრუჭო ბორბლის გარკვეულ კუთხეზე შემობრუნებისას. მუხრუჭის ხახუნის ძალების მუშაობა გამოითვლება შემდეგნაირად:

$$A_m = M_m \varphi_1 \text{ კგ.სმ,}$$

სადაც M_m ხახუნის ძალების მომენტი სამუხრუჭო ბორბალზე, კმ.სმ; φ_1 - სამუხრუჭო ბორბლის შემობრუნების კუთხე დამუხრუჭების დროს, რად.

სამუხრუჭო ბორბალზე ხახუნის ძალების მომენტი:

$$M_m = (S_3 - S_2) \frac{D}{2} \text{ კგ.სმ,}$$

სადაც S_3 სამუხრუჭო ლენტის მოძრავი ბოლოს მოქმედი ძალაა, კგ; S_2 - სამუხრუჭო ლენტის მოძრავი ბოლოს მოქმედი ძალა, კგ; D - სამუხრუჭო ბორბლის დიამეტრი, სმ.

ვინაიდან
$$S_3 = e^{\mu \alpha} \cdot S_2,$$

სადაც e ნატურალური ლოგარიტმის ფუძეა; μ - ხახუნის კოეფიციენტი მუხრუჭის ლენტსა და ბორბლის ფერსოს შორის; α - ლენტის მიერ ბორბლის შემოვლების კუთხე, რად.,

$$\text{ამიტომ} \quad M_m = S_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2},$$

სამუხრუჭო ბორბლის შემობრუნების კუთხე

$$\varphi_1 = i_2 \varphi_2,$$

სადაც i_2 გადაცემათა რიცხვია მრუდმხარა და ამძრავ ლილვებს შორის;

φ_2 - მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხე დამუხრუჭებისას, რად.

ხახუნის ძალების მიერ შესრულებული მუშაობა.

$$A_m = S_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} i_2 \cdot \varphi_2.$$

მუხრუჭის მიერ მანქანის გასაჩერებელი მასის კინეტიკური ენერგია

$$A_k = \frac{J\omega_1^2}{2} \text{ კგ.სმ.}$$

აქ J მანქანის გასაჩერებელი მასის ინერციის მომენტია, დაყვანილი ამძრავ ლილვზე, კგ.სმ.წმ; ω_1 - ამძრავი ლილვის კუთხური სიჩქარე, 1/წმ.

ხახუნის ძალების მუშაობა კინეტიკური ენერგიის ტოლია, ამიტომ

$$S_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} i_2 \varphi_2 = \frac{J\omega_1^2}{2},$$

$$\text{აქედან } S_2 = \frac{J}{i_2 \varphi_2 D (e^{\mu\alpha} - 1)}. \text{ ვინაიდან } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \varphi_2 = \frac{\pi}{180} \alpha_2,$$

$$\text{ამიტომ } S_2 = \frac{J \pi^2 n_1^2}{\frac{\pi}{180} \alpha_2 i_2 D (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot 30^2} = \frac{\pi n_1^2 \cdot J}{5 \alpha_2 i_2 D (e^{\mu\alpha} - 1)} \cdot \text{კგ.} \quad (21)$$

სადაც n_1 სამუხრუჭო ბორბლის ბრუნვათა რიცხვია წუთში; α_2 - მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხე დამუხრუჭების პერიოდში, გრად.

ფორმულით (21) განისაზღვრება S_3 ძალა, რომელიც ამავე დროს წარმოადგენს ზამბარის მუშა ძალას - P_3 (ზამბარის წინასწარი შეკოჭვის ძალა). ამის შემდეგ გამოითვლება S_3 და M_m .

სამუხრუჭო ლენტის ჩამავალი ბოლოს გადაადგილების სიდიდე (ზამბარის შეკუმშვის სიდიდე განმუხრუჭებისას)

$$\lambda_m = \frac{\pi(D+2\delta)}{360} \alpha - \frac{\pi D}{360} \alpha = \frac{2\pi\alpha}{360} \delta, \text{ სმ}, \quad (22)$$

სადაც α ლენტის მიერ სამუხრუჭო ბორბლის შემოვლების კუთხეა, გრად. δ - ლენტის მაქსიმალური მოცილების სიდიდე შკივისაგან (ფრიქციული საღებების ცვეთის გათვალისწინებით), სმ.

განმუხრუჭებისას ზამბარის შეკუმშვის ძალა აიღება $10 \div 15\%$ - ით მეტი, ვიდრე P_3 , ე.ი.

$$P_3^1 = (1,1 \div 1,15) P_3 \quad (23)$$

P_3 , P_3^1 და λ_m სიდიდეების მიხედვით გაანგარიშდება მუხრუჭის ზამბარა.

ამავე დროს, გასათვალისწინებელია, რომ P_3^1 არ უნდა აღემატებოდეს ზამბარაზე დასაშვებ მაქსიმალურ ძალას.

მუხრუჭის ცილინდრის დგუშის მინიმალური დიამეტრი

$$d_{\text{სა}} = \sqrt{K \frac{4P_3^1}{\pi P_0}}, \text{ სმ}. \quad (24)$$

სადაც K მარაგის კოეფიციენტი (ჩვეულებრივად იღებენ $1,1-1,2$); P_0 შეკუმშული ჰაერის წნევა ცილინდრში (რეკომენდებულია ავიღოთ $4 \div 5 \text{ კგ/სმ}^2$).

გაანგარიშებით მიღებული $d_{\text{სა}}$ -ის სიდიდეს ამრგვალებენ უახლოეს დიდი რიცხვით მნიშვნელობამდე დიამეტრების ნორმალური რიგის მიხედვით.

მუხრუჭის გაცხელებაზე გაანგარიშებისათვის უნდა განისაზღვროს მოხახუნე ზედაპირის 1 სმ^2 -ზე მოსული ხახუნის წამური კუთრი მუშაობის მაქსიმალური მნიშვნელობა შემდეგი ფორმულით:

$$L = \mu q_{\max} \cdot V_{\max} = \mu \frac{2S_{\text{ფ}} \cdot e^{\mu\alpha}}{D \cdot b} \quad (25)$$

L -ის დიდი მნიშვნელობების შემთხვევაში მოსალოდნელია საკმარისად დიდი ზედაპირული გახურება, რაც გამოიწვევს მოხახუნე ზედაპირების ინტენსიურ ცვეთას და ამოწვებს.

კუთრი L მუშაობა საკმარისი არ არის მუხრუჭის დეტალების გახურების ხარისხის დასახასიათებლად, ვინაიდან იგი არ ითვალისწინებს მოხახუნე ზედაპირზე გამოყოფილ სითბოს რაოდენობას, რომელიც მუხრუჭის მიერ გასაჩერებელი მასის კინეტიკური ენერჯის ეკვივალენტურია.

სითბოს რაოდენობა, რომელიც გამოიყოფა მოხახუნე ზედაპირებზე მუხრუჭის ერთი ჩართვისას, შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით

$$Q_m = \frac{A_k}{427 \cdot 100} = \frac{\pi^2 \cdot J \cdot n}{2 \cdot 427 \cdot 100 \cdot 30^2} = 1,28 \cdot 10^{-7} \cdot 10 J n_1^2, \text{ კკალ.} \quad (26)$$

მუხრუჭის მოხახუნე ზედაპირის l სმ-ზე გამოყოფილი სითბოს საშუალო რაოდენობა.

$$q_{\text{საშ}} = \frac{z Q_m}{10 \cdot \pi D \cdot b \alpha}, \text{ კკალ/წმ.სმ}^2. \quad (27)$$

სადაც z მუხრუჭის ჩართვის მაქსიმალური რაოდენობაა l სთ-ში; b - სამუხრუჭო ლენტის სიგანე, სმ; α -ბორბალზე ლენტის შემოვლების კუთხე, გრად.

L , Q_m და $q_{\text{საშ}}$ და სხვა ზოგიერთი საანგარიშო მონაცემების მნიშვნელობები ყველზე გავრცელებული ტონაჟის პორიზონტალურად საჭედ მანქანებისათვის მოცემულია მე-3 ცხრილში.

სიდიდეთა დასახელება	პირობითი აღნიშვნა	განზერთ.	ГКМ-800	ГКМ-1250	ГКМ-2000	ГКМ-3150
ლენტის ჩამავალ ბოლოზე მოქმედი ძალა	S_h	გ	660	720	1240	1900
ლენტის ამავალ ბოლოზე მოქმედი ძალა	S_s	კგ	3130	3420	6430	9900
სამუხრუჭო მომენტი	M_m	კგ.სმ	86000	95000	259000	6000000
ხახუნის მაქსიმალ. წამური კუთრი მუშაობა მოხახ. ზედაპირის 1 სმ ² -ზე	L	კგ.მ	10	11,5	11,7	16,5
ერთი დამუხრუჭებისას გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა	Q_m	კკალ	4,7	7	15,7	48
მოხახუნე ზედაპირების 1 სმ ² -ზე 1 წამში გამოყოფილი სითბოს საშ. რაოდ.	$q_{საშ}$	კკალ/წმ.სმ ²	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$6,2 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$7,6 \cdot 10^{-4}$

მუხრუჭის გაანგარიშების მაგალითი

საწყისი მონაცემები:

- პორიზონტალურად სატყედი მანქანის სიმძლავრე-1250 ტ;
- სამუხრუჭო ბორბლის ბრუნვათა რიცხვი წუთში - n_1 - 160 ბრ/წთ;
- დამუხრუჭებისას მუხლას შემობრუნების კუთხე - $\alpha_2 = 30^\circ$;
- გადაცემათა რიცხვი მუხლა და ამყოლ ლილეებს შორის - $i_2^i = 6,15$;
- ხახუნის კოეფიციენტი (ფოლადი ფრიქციულ მასალაზე) - $\mu = 0,35$;
- ბორბალზე ლენტის შემოხვევის კუთხე - $\alpha = 4,45_{\text{კგ}} (255^\circ)$;
- მარაგის კოეფიციენტი - $K = 1,2$;

-ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის წნევა - $P_0 = 4 \text{ კგ/სმ}^2$;

-მუხრუჭის ჩართვის მაქსიმალური რაოდენობა 1 სთ-ში - $z = 900$;

-ბორბლიდან ლენტის მაქსიმალური მოცილება - $\delta = 0.6 \text{ მმ}$.

შენიშვნა. დამუხრუჭების პროცესში მუხლას შემობრუნების კუთხე აიღება $\alpha_z = 30^\circ$

ლენტის ჩამაკალ ბოლოზე მოქმედ ძალას ვსაზღვრავთ ფორმულით (21):

$$S_c = \frac{\pi \cdot n_z^2 J}{5\alpha \cdot i_z \cdot D (e^{\mu \alpha} - 1)} = \frac{3.14 \cdot 166^2 \cdot 2000}{5 \cdot 30 \cdot 6.15 \cdot 70 (2.718^{0.35 \cdot 4.45} - 1)} = 720$$

ამავე ბოლოს გადაადგილებას ფორმულით (22)

$$\lambda_{\text{კ}} = \frac{2\pi \cdot \alpha}{360} \delta = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 255}{360} \cdot 0.6 = 2.68 \text{ სმ} = 30 \text{ მმ}$$

განმუხრუჭებისას ზამბარის კუმშვისათვის საჭირო ძალა

$$P_z^1 = 1.15 P_z = 1.15 \cdot 720 = 830 \text{ კგ.}$$

მუხრუჭის ცილინდრის დგუშის მინიმალური დიამეტრი

$$d_{\text{კ}} = \sqrt{K \frac{4 P_z^1}{\pi P_{\text{კ}}}} = \sqrt{1.2 \frac{4 \cdot 830}{3.14 \cdot 4}} = 17.8 \text{ სმ} = 18 \text{ სმ}$$

მოხახუნე ზედაპირის 1 სმ²-ზე მოსული წამური კუთრი მუშაობა

$$L = \mu \frac{\pi e^{\mu \alpha} \cdot n_z S_c}{3000 \cdot b} = 0.35 \frac{3.14 \cdot 2.718^{0.35 \cdot 4.45} \cdot 166 \cdot 720}{3000 \cdot 18} = 11.5 \text{ კგ}^{\text{მ}} / \text{წმ} \cdot \text{სმ}^2.$$

მუხრუჭის ერთი ჩართვისას გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა:

$$Q_{\text{მ}} = 1.28 \cdot 10^{-7} \cdot n_z^2 = 1.28 \cdot 10^{-7} \cdot 2000 \cdot 166^2 = 7 \text{ კკალ}.$$

მოხახუნე ზედაპირის 1 სმ²-ზე 1 წამში გამოყოფილი სითბოს საშუალო რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით (27):

$$q_{\text{ს.ა}} = \frac{z Q_{\text{მ}}}{10 \cdot \pi \cdot D \cdot b \alpha} = \frac{900 \cdot 7}{10 \cdot 3.14 \cdot 70 \cdot 18 \cdot 225} = 6.2 \cdot 10^{-4} \text{ კკალ/წმ} \cdot \text{სმ}^2$$

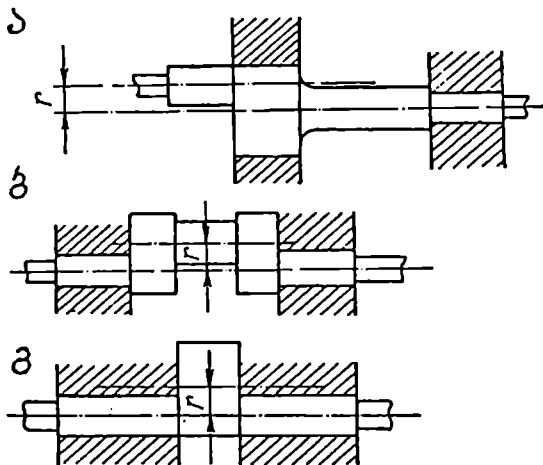
განგარიშებით მიღებულ სიდიდეთა L და $q_{\text{ს.ა}}$ მნიშვნელობები დასაშვებ ზღვრებშია.

3.3. მთავარი შემსრულებელი მექანიზმის კვანძები და დეტალები

ელექტროძრავადან გადამცემი მექანიზმის საშუალებით ბრუნვითი მოძრაობა გადაეცემა წნეხის შემსრულებელ მექანიზმს. მთავარი შემსრულებელი მექანიზმია წამყვანი მრუდმხარა, ბარბაცა და ცოციას კვანძი იმ შემთხვევებში, როცა საჭიროა დახურული სიმაღლის მნიშვნელოვანი ცვლილებები, მთავარ შემსრულებელ მექანიზმში აყენებენ სპეციალურ მარეგულირებელ მექანიზმს. გარდა ამისა, მთავარი შემსრულებელი მექანიზმის სისტემაში შეიძლება გვექნოდეს ცოციას მაწონასწორებელი, ზედა გამომგდები და გადატვირთვისაგან დამცავი მოწყობილობები.

3.3.1. მრუდმხარა ლილვები

მრუდმხარა ლილვების ძირითადი ტიპებია: ა) წმინდა მრუდმხარა; ბ) მუხლა და გ) ექსცენტრიკული. მათი გამოსახულება მოცემულია მე-11 ნახ-ზე.



ნახ. 11. მრუდმხარა ლილვების ტიპები:

ა) სუფთა მრუდმხარა, ბ) მუხლა და გ) ექსცენტრიკული

მრუდმხარა ლილვების ძირითად ზომად ითვლება საყრდენი ყელის d_0 დიამეტრი, რომელიც დამოკიდებულია წნეხის ნომინალურ სიმძლავრეზე.

სტატისტიკური მონაცემების საფუძველზე ეს დამოკიდებულება სხვადასხვა ტიპის ლილვებისათვის შემდეგია:

უბრალე მოქმედების ერთმუხლა წნეხებში, რომელთა ნომინალური სიმძლავრე $P_{\sigma} \leq 2$ მნ, $d_0 = 14\sqrt{P_{\sigma}}$

წნეხებში, რომელთა $P_{\sigma} > 2$ მნ, $d_0 = 12\sqrt{P_{\sigma} - 0,6}$;

ცხლად საშტამპავი წნეხის ექსცენტრიკული ლილვისათვის $d_0 = 10,3\sqrt{P_{\sigma} + 1}$;

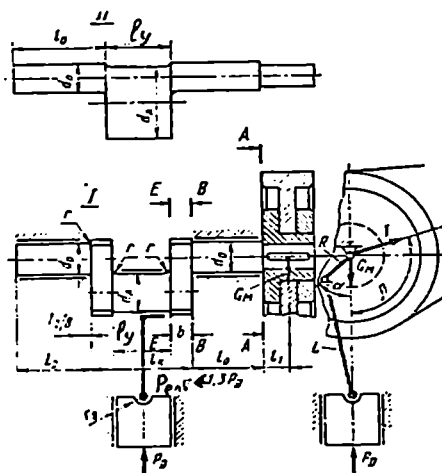
უბრალე და ორმაგი მოქმედების ორმუხლა ლილვებისათვის, როცა $P_{\sigma} \leq 1,8$ მნ, $d_0 = 14\sqrt{P_{\sigma}}$ ხოლო, როცა $P_{\sigma} > 1,8$ მნ, $d_0 = 9\sqrt{P_{\sigma} + 3}$;

მრუდმხარა-მუხლა საკვერი წნეხებისათვის $d_0 = 6\sqrt{P_{\sigma}}$, ხოლო მათი სახსრისათვის აიღება $d_4 = 0,06P_{\sigma} + 9,5$;

თარაზულსაჭედი მანქანის მუხლა ლილვისათვის $d_0 = 10 + 13\sqrt{P_{\sigma}}$;

ორდარტყმიანი ცივად დასმის ავტომატების მუხლა ლილვისათვის $d_0 = 16\sqrt{P_{\sigma}}$;

ფურცელსაშტამპავი წნეხების ექსცენტრიკების მუხლა ლილვების ღერძებისათვის $d_0 = 2,5\sqrt{P_{\sigma}} + (11-12)$.



ნახ.12. ერთმუხლა ლილვის სქემა

მოცემულ ფორმულებში ნომინალური ძალა აღებულია მეგანიუტონებში (მე) და სმ-ებში. მოცემული მუხლა ლილვის საყრდენი ყელის დიამეტრის გაანგარიშებით მიღებულ სიდიდეს ამრგვალებენ და ირჩევენ მის მასალას.

მე-12 ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთმუხლა ლილვის აწყობის სქემა.

ზემოხსენებული ზოგიერთი ტიპის წნეხების მუხლა ლილვების დანარჩენი ზომები აიღება საყრდენი ყელის d_0 დიამეტრის მიხედვით (ცხრ.4).

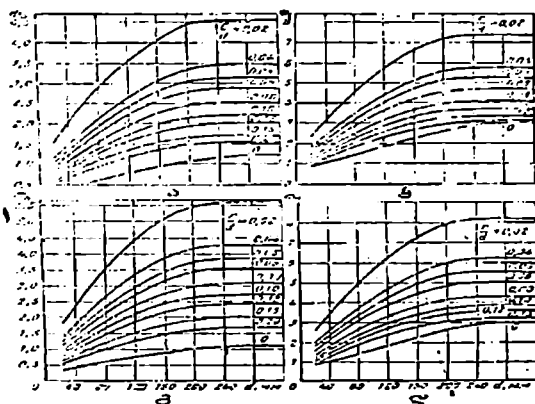
ცხრილი 4

ლილვის ზომები	უპრცულ საშტამაჟი წნეხი		ცხლად საშტამაჟი წნეხი
	ერთმუხლა ლილვი	ორმუხლა ლილვი	ექსცენტრიკული ლილვი
d_A	$1,5 d_0$	$1,35 d_0$	$1,75 d_0$
l_0	$2 d_0$	$1,9 d_0$	$1,7 d_0$
l_K	$2,8 d_0$	$2,5 d_0$	
l_m	$1,5 d_0$	$1,3 d_0$	d_0
l	$0,08 d_0$	$1,6 d_0$	
r	$0,08 d_0$	$0,08 d_0$	$0,15 d_0$

მუხლა-ლილვების სიმტკიცეზე გაანგარიშების მეთოდისა საკმაოდ ვრცლად წარმოდგენილია შრომებში. ქვემოთ მოცემულია ის საბოლოო ფორმულა, რომლის მიხედვითაც იანგარიშება წნეხის ცოციაზე დასაშვები ძალა. მუხლა ლილვის სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე ჩვეულებრივ მუხლა ლილვების საანგარიშო კვეთად, როგორც ყველაზე სუსტი ადგილი, ითვლება BB კვეთი (ნახ.12). აღნიშნულ კვეთში ლილვზე დასაშვები ძალა იანგარიშება ფორმულით

$$P_{ღას} = \frac{0,1d_0^3 \cdot \sigma_{1ღ}}{n \cdot k_g \sqrt{0,004l_0^2 \Phi_{\sigma}^B + \Phi_r^B (0,5m_k + 0,00085d_0)^2}} \quad (28)$$

სადაც σ_c ამტანობის ზღვარია ლილვის ნიშანცვლადი ციკლის პირობებში (მუხლა ლილვები მზადდება გაუმჯობესებული ფოლადებიდან 45 და 40 XH); n - სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტი (უნივერსალური წნეხებისათვის $n=1,3 \div 1,4$, ავტომატებისათვის $n=1,5 \div 2$); K_g - ეკვივალენტური დატვირთვის კოეფიციენტი (ჩვეულებრივ აიღება $K_g=0,8$, ავტომატებისათვის $K_g=1$); m_x - ფარდობითი მგრეხი მომენტი, რომელიც ძირითადად დამოკიდებულია მრუდმხარას შემობრუნების α კუთხეზე და გამოისახება $m_x = R(\sin \alpha + \lambda/2\pi i 2\alpha)$; Φ_{σ}^B და Φ_T^B - ძაბვების კონცენტრაციის მაჩვენებლები ღუნვისა და გრეხისას, რომლებიც დამოკიდებულია მუხლა ლილვის ყბის შეუღლების რადიუსზე (r), საყრდენი ყელის დიამეტრსა და ლილვის მასალაზე (ნახ.13).

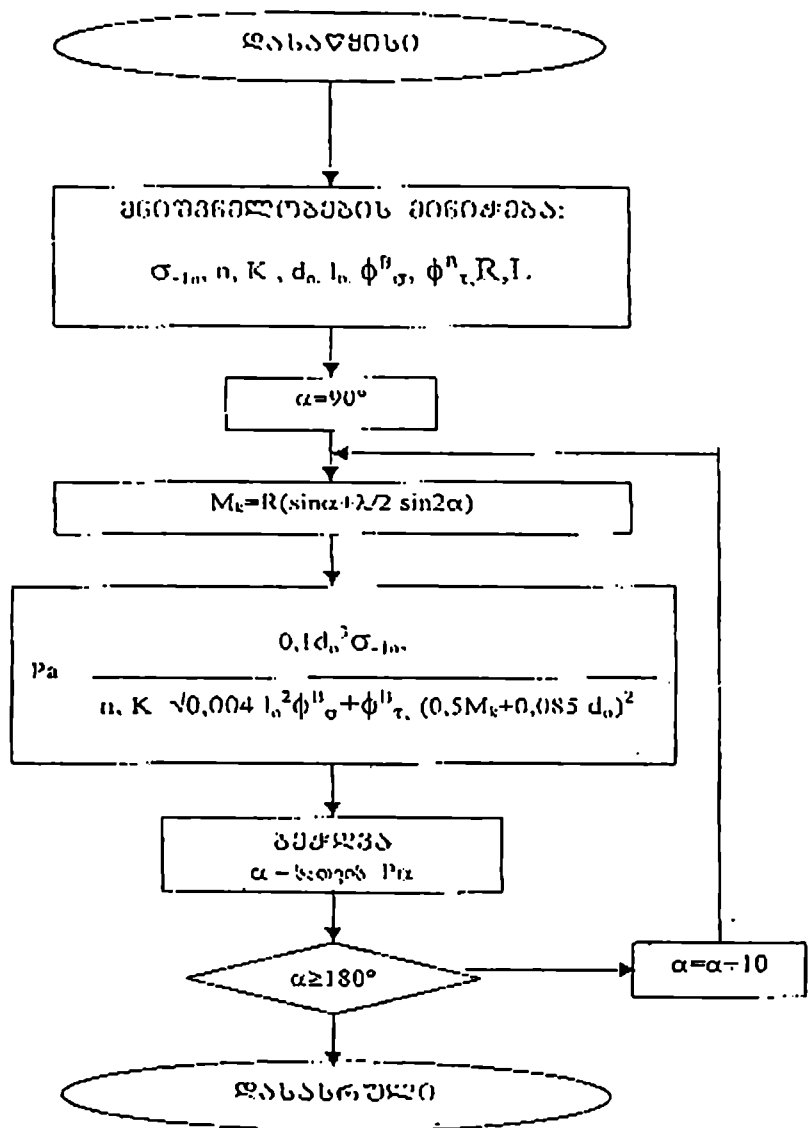


ნახ.13. Φ_{σ}^B და Φ_T^B მნიშვნელობები ლილვის სხვადასხვა მასალებისათვის ფ.45 (ა,ბ) და ფ. 40 X , ფ.40 XH (გ-დ.)

როგორც ვხედავთ, მოცემული პარამეტრების მქონე მუხლა ლილვის სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე, წნეხის ცოციაზე დასაშვები ძალის საანგარიშო ფორმულაში (28) შემაჯავალი სიდიდეები თითქმის მუდმივი სიდიდეებია, გარდა ფარდობითი მგრეხი მომენტისა (m_x), რომელიც დამოკიდებულია მუხლა ლილვის შემობრუნების α კუთხეზე.

მაშასადამე, წნეხის ცოციაზე დასაშვები ძალის სიდიდეს მუხლას მოცემული პარამეტრებისას, ძირითადად განაპირობებს მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხე (α).

კომპიუტერული გამოთვლისათვის ფორმულის (28) ამოხსნის ამოცანის ალგორითმი და მისი ბლოკ-სქემა მოცემულია მე-14 ნახ-ზე.

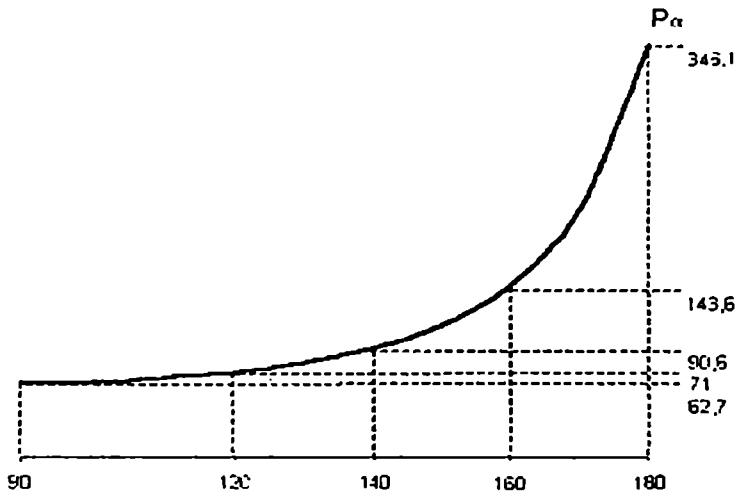


ნახ.14.ამოცანის ალგორითმი და მისი ბლოკ-სქემა

მაგალითისათვის ავიღოთ პროგრამაში გამოყენებული ოპერატორების კონკრეტული მნიშვნელობები:

$\sigma_{-1L} = 40 \frac{\text{მპ}}{\text{მმ}^2}$; $n = 1,3$; $K_a = 0,8$; $d_0 = 150 \text{ მმ}$; $l_0 = 2d_0 = 300 \text{ მმ}$;
 $d_A = 1,5d_0 = 225 \text{ მმ}$; $\phi_B^A = 2,4$; $\phi_B^B = 3,3$; $\lambda = R/L = 0,2$; $\alpha = 90 + 180^\circ$,
 გამოთვლის ბიჯი $h = 9^\circ$

გამოთვლის შედეგების მიხედვით აგებული იქნა ცოციაზე დასაშვები ძალების გრაფიკი მუხლა ლილვის სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე (ნახ.15).



ნახ.15. ცოციაზე დასაშვები ძალების გრაფიკული გამოსახვა მუხლა ლილვის სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე

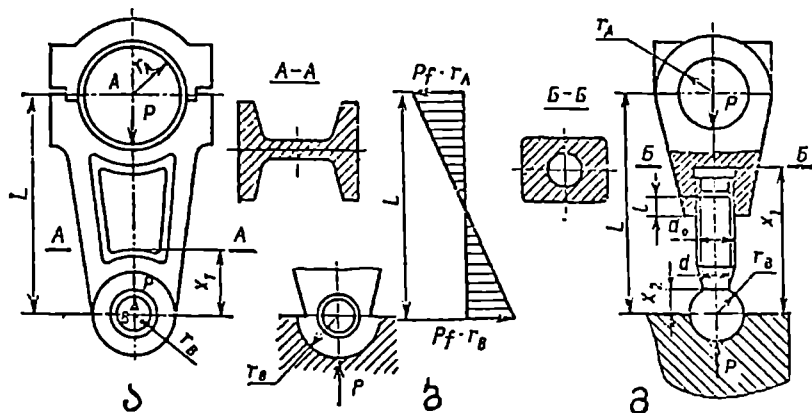
3.3.2. ბარბაცები

ბარბაცა წნეხის საპასუხისმგებლო ელემენტია, რომლის საშუალებითაც ცოციაზე მიყენებული ძალა გადაეცემა მრუდმზარა ლილვს.

განვიხილოთ მრუდმზარა-ცოცია მექანიზმების და ბარბაცების კონსტრუქციული სახესხვაობანი. ამძრავის ტიპის მიხედვით, აღნიშნული მექანიზმები შეიძლება იყოს ზედა ან ქვედა ამძრავით. ზედა ამძრავის შემთხვევაში ბარბაცა აწეება ცოციას და იგი მუშა პროცესში ღუნვასთან

ერთად განიცდის კუმშვას (ნახ.16). ქველა ამძრავის პირობებში ბარბაცა თავისკენ ეწევა ცოციას და მუშა დატვირთვისას, ღუნვის გარდა, იგი განიცდის გაჭიმვასაც. წნეხებში ძირითადად ზედა ამძრავთან გვაქვს საქმე.

ბარბაცას მთავარ ელემენტებს წარმოადგენს მრუდმხარა (ღილი) თავი, ტანი (ღერო) და მცირე, (ცოციას) თავი.



ნახ.16. ბარბაცის ცოციასთან შეერთების სქემები:

- ა-არარეგულირებადი ბარბაცა; ბ-მღუნავი მომენტების ეპიურა;
გ-რეგულირებადი შედგენილი ბარბაცა

ბარბაცები არის როგორც გასახსნელები, შედგენილი ტანისა და თავსახურისაგან (ნახ.16, ა), ასევე გაუხსნელები – ბუგელის ტიპის.

1 მნ-მდე სიმძლავრის წნეხებში თვით ბარბაცას ტანიც მზადდება შედგენილი (თვით ბარბაცა და ხრახნი). ხრახნის დანიშნულებაა საშტამპავი სივრცის სიდიდის რეგულირება (ნახ 16, გ).

ბარბაცა ცოციასთან დაკავშირებულია თითის საშუალებით (ნახ. 16, ა) ან სფერული ქუსლით (ნახ.16, გ). ნახაზზე მოცემულია აგრეთვე ბარბაცაზე მოქმედ ძალთა სქემები. მრავალმუხლა წნეხებში საჭიროა ყურადღება მიექცეს ბარბაცებს შორის დატვირთვების თანაბარ განაწილებას.

ბარბაცების სუსტ კვეთებად ითვლება A-A და B-B კვეთები (ნახ.16). ბარბაცას ანგარიშობენ კუმშვაზე და ღუნვაზე. აღნიშნულ კვეთებში მკუმშავი ძაბვები იქნება:

$$\sigma_{\text{კ}} = \frac{P}{F_{\text{AA}}}; \quad \sigma_{\text{კ}} = \frac{P}{F_{\text{BB}}}$$

სადაც P სანგარიშო ძალაა, რომელიც 30%-ით მეტი აიღება წნეხის ნომინალურ ძალაზე $P = 1.3P_{\sigma}$; F_{AA} და F_{BB} - მოცემული კვეთის ფართობები.

მღუნავი მომენტი

$$M = f \cdot P \left(r_b - x \frac{r_{\sigma} + r_b}{L} \right), \quad (29)$$

აქ f ხახუნის კოეფიციენტი ბარბაცას სახსრებში; P - ცოციაზე მოქმედი ძალა; r_{σ} და r_b - ბარბაცას ზედა და ქვედა სახსრების რადიუსი; L - ბარბაცას სიგრძე; x - საშიში კვეთის დაშორება ბარბაცას მცირე თვის ცენტრიდან.

მღუნავი ძაბვები შესაბამისად იქნება:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{M_{\sigma}}{W_{\text{AA}}} \quad \text{და} \quad \sigma_{\sigma} = \frac{M_{\sigma}}{W_{\text{BB}}}, \quad (30)$$

სადაც W_{AA} და W_{BB} ბარბაცას კვეთის წინაღობის მომენტებია.

მოცემულ კვეთში ჯამური ძაბვა

$$\sigma = \sigma + \sigma \leq [\sigma],$$

აქ $[\sigma]$ ბარბაცას საანგარიშო ელემენტზე დასაშვები ძაბვაა.

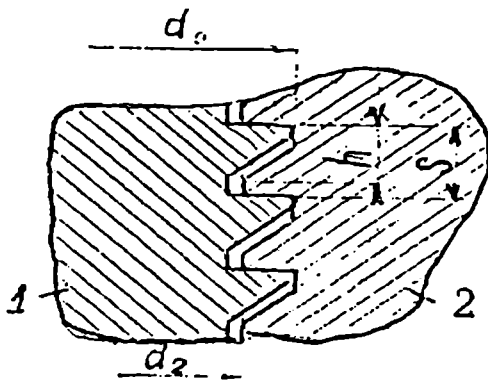
ბარბაცას სხვადასხვა ელემენტებზე დასაშვები ძაბვის სიდიდეები მოცემულია მე-5 ცხრილში.

ბარბაცას დამაგრებელეული ხრახნი (ნახ.17) იანგარიშება თელვაზე და ღუნვაზე. ხრახნის თელვის ძაბვა

$$\sigma_{\text{თ}} = \frac{4P}{n \cdot \pi \left(d_0^2 - d_2^2 \right) \cdot K} \leq [\sigma_{\text{თ}}], \quad (31)$$

სადაც n ხვიათა რიცხვაა; K - კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ხვიებზე არათანაბარ დატვირთვას; d_0^2 და d_2^2 - ხვიების დიამეტრული ზომები (ნახ.17).

საანგარიშო ელემენტი	მასალა	ლატირთვის სახე	დასაშვები ძაბვა კგ/მმ ²
ბარბაცას ტანი (ხრახნი):	ფ.45	ლუნვა-კუმშვა	2500
ა) მრუდმხარა წნეხი	თუჯი C424-44		700
ბ) ცივადსხმის აუტომატი	ფ.45 ფ.45Y თუჯი C424-44		1500 1600-1700 500
ბარბაცას ხრახნი	ფ.45Y თუჯი C424-44	ლუნვა ჭრა თელვა	800 550 800
		ლუნვა ჭრა თელვა	500 300 400
ბარბაცას სახურავი	ფ.35J ფ.45 თუჯი C424-44	ლუნვა-გაჭიმვა "	800-1000 1000-1200 300
ბარბაცას თავი	ფ.45Y ფ.35J	გაჭიმვა- კუმშვა	1000-1200 1000
ბარბაცას ჭანჭიკი	ფ.45	გაჭიმვა	1000
ბარბაცას თითი	ფ.45 ნაწრთ. ფ.40X ნაწრთ.	ლუნვა "	1000-1200 1500-2500



ნახ. 17. ბარბაცას სრახნი:
1 - ჭანჭიკი; 2 - ქანჩი.

სრახნის ხეიათა მღუნაეი ქაბეა

$$\sigma = \frac{3P(d_0 - d_2)}{2\pi S^2 \beta_1^2 d_0 \cdot n}, \quad (32)$$

აქ $\beta_1 = h/S$ ხეიის სისქის კოეფიციენტი (იხ. ნახ. 17, h და S).

3.3.3. ცოციები და მათი გაწონასწორება

მრუდმხარა სამჭედლო-საშტამპაეი მანქანების (წნეხების, მაკრატლების, ავტომატების და სხვ.) გამართული მუშაობა ღიდად არის დამოკიდებული იმ კვანძის სწორ კონსტრუქციაზე, რომელზეც მაგრდება მაღეფორ-მირებელი ინსტრუმენტი, და მის მიმმართველებზე.

ცოციას ზუსტ მოძრაობაზეა დამოკიდებული როგორც ნაწარმის სიზუსტე, ასევე ინსტრუმენტის ხანგამძლეობა.

აღსანიშნავია, რომ მძლავრ წნეხებში ცოციას და მასთან ერთად სხვა მოძრავი ნაწილების (ბარბაცა, ზედა შტამპი) წონა საკმაოდ სოლიდურია და რამდენიმე ათეულ ტონას აღწევს. მოძრავი ნაწილების ასეთი მასის მქონე წნეხების ნორმალური მუშაობის უზრუნველსაყოფად იყენებენ მათ ე.წ. მაწონასწორებლებს.

მაწონასწორებელი საშუალება უშუალოდ დაკავშირებულია ცოციასთან და მას ცოციას მაწონასწორებელ მექანიზმს უწოდებენ. მაწონასწორებელი მექანიზმის დანიშნულება შემდეგია:

1) იგი ხელს უწყობს ამძრავს ცოციას ქვედა უკიდურეს-უძრავი მდგომარეობიდან ზემოთ სვლაში. ამით მცირდება უქმი სვლის ენერგოხარჯი.

2) მაწონასწორებელის არსებობა უზრუნველყოფს ღრეჩოების მუდმივ ცალმხრივ ამორჩევას, რაც, თავის მხრივ, გამოორიცხავს მოძრავ ნაწილებში ურთიერთდარტყმებს და ათანაბრებს ცოციას სვლის პროცესს.

3) მუხრუჭის უწესიერობის შემთხვევაში იგი გამოორიცხავს ცოციას გაუთვალისწინებელ ქვემოთ სვლას, რასაც შეიძლება მძიმე შედეგი მოჰყვეს.

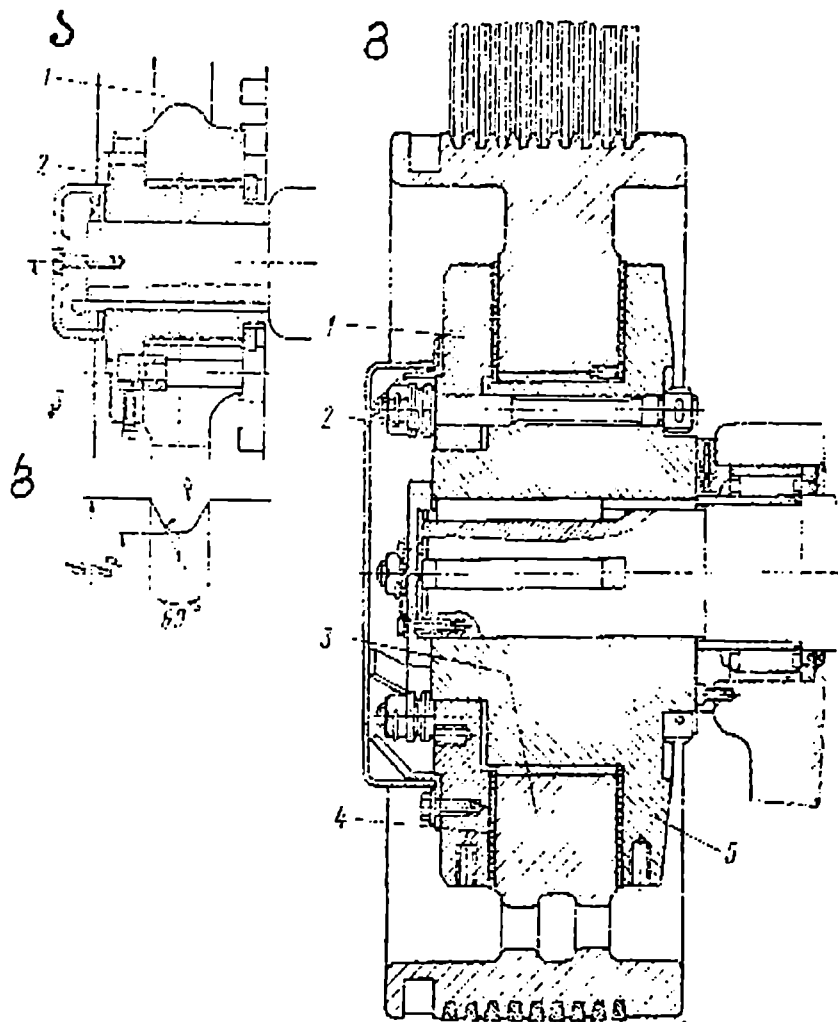
ცოციების და მათი მაწონასწორებელი მექანიზმების კონსტრუქციები განხილული იქნება კონკრეტული მრუდმხარა მანქანების შესწავლისას.

3.4. მრუდმხარა მანქანების დამცავი მოწყობილობა

მრუდმხარა მანქანების ამძრავის სისტემაში, როგორც წესი, აუცილებელია დამცავი მოწყობილობის არსებობა, რომელიც დაიცავს წნეხს დაზიანებისაგან. წნეხის დაზიანება კი მოსალოდნელია მისი მოულოდნელი გადატვირთვისას, როცა ცოცია ვეღარ აღწევს ქვედა უკიდურეს მდგომარეობას ($\alpha = 180^\circ$).

იყენებენ ორი სახის დამცავ მოწყობილობას: ჭრაზე მომუშავე ღეროთი და ფრიქციულს (ნახ.18).

ეს მოწყობილობები მოქმედებს იწყებს, როცა ცოციაზე მოქმედი ძალა 20-25 %-ით გადააჭარბებს მანქანის დასაშვებ დატვირთვას.



ნახ. 18. დამცავი მოწყობილობის სქემა:
 ა) ჭრაზე მომუშავე დამცავის საერთო ხელი;
 ბ) ჭრაზე მომუშავე ღეროს პროფილი;
 გ) მქნევარაში ჩადგმული დამცველი

3.4.1. ჭრაზე მომუშავე დამცავის გაანგარიშების ელემენტები

ჭრაზე მომუშავე დამცავის ღეროს ათავსებენ მქნევარაში მისი ბრუნვის ღერძიდან რაღაც t მანძილზე. დამცავი ღეროს სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე, მას შეუძლია გადასცეს მაქსიმალური მომენტი

$$M_{\max} = T \cdot t$$

სადაც T ღეროს ჭრის ძალა

$$T = \frac{\pi d_g^2}{4} \tau_{\text{ჭრ}},$$

სადაც d_g ღეროს მუშა კვეთის დიამეტრია; $\tau_{\text{ჭრ}}$ - ჭრის ძაბვა, რომელიც აიღება $0,68 \sigma_{\text{ღრ}}$. დასასრულ, ღეროს ჭრის ძალა იქნება

$$T = 0,53 d_g^2 \sigma_{\text{ღრ}} \quad (33)$$

დამცავს, გარდა ძირითადი მგრები მომენტისა, უხდება ხახუნის ძალების გადალახვაც, რომელსაც მხედველობაში იღებენ კოეფიციენტით „ $\eta_1 = 0,98$ “ ამავე ღეროს მქნევარას მილისაში ხახუნის მის სასარგებლოდ მოქმედებს $\eta_2 = 0,98$ საბოლოოდ, ისინი ერთმანეთს აბათილებენ და მივიღებთ:

$$M_{\max} = \frac{M_{\text{არ}} \cdot \eta_2}{\eta_1} = M_{\text{არ}};$$

$$M_{\max} = T \cdot t = \frac{(1,2 + 1,25) Q r_{\text{კ}} \cos \alpha}{\eta_3};$$

აქედან,
$$M_{\max} = T \cdot t = \frac{(1,2 + 1,25) Q r_{\text{კ}} \cos \varphi}{t \cdot \eta_3}, \quad (34)$$

სადაც Q კბილანაზე მოქმედი წრიული ძალაა; $r_{\text{კ}}$ - მცირე კბილანის საწყისი რადიუსი; η_3 - კბილა გადაცემის მქ კოეფიციენტი; φ - კბილანის საწყისი წრის მხებიდან Q ძალის დახრის კუთხე.

(33) და (34)-ის განტოლებებიდან მივიღებთ

$$d_3 = 1,37 \sqrt{\frac{T}{\sigma_{\text{კ}}}} \quad (35)$$

დამცავი ღეროს ჭრის მომენტში ცოციაზე მოქმედი ძალა იქნება

$$P = \frac{T r i n_p}{m_k}$$

სადაც m_k მგრეხი მომენტის დაყვანილი მხარია.

ჭრაზე მომუშავე დამცავის უარყოფითი მხარეა ის, რომ დამცავი ღეროს გადაჭრის შემდეგ საჭიროა მანქანის გაჩერება, რაც მის მოცდენას იწვევს, ვიდრე ღეროს გამოცვლიან.

3.4.2. ფრაქციული დამცავის გაანგარიშების ელემენტები

ფრიქციული დამცავის ღრის მანქანის გადატვირთვისას ფრიქციული ზედაპირები დასრიალდება ერთმანეთის მიმართ და მანქანა არ ზიანდება, მხოლოდ შეჩერდება, გადატვირთვის მოხსნისას იგი აგრძელებს ჩვეულებრივ მუშაობას.

მაქსიმალური მგრეხი მომენტი, რომელიც უნდა გადასცეს ფრიქციულმა დამცავმა მოწყობილობამ, განისაზღვრება ფორმულით

$$M_{\text{კრ}} = \frac{P_x \cdot m_k}{i \eta}, \text{ კგ.სმ.} \quad (36)$$

სადაც P_x ცოციაზე მოქმედი ძალაა, კგ; m_k - მგრეხი მომენტის დაყვანილი მხარი, სმ; i - კბილა გადაცემის გადაცემათა რიცხვი; η - გადაცემის მქკოეფიციენტი.

• ხახუნის ძალების მომენტი

$$M_{\text{კრ}} = \mu \cdot P \cdot m \cdot n r_{\text{კვ}} = \mu \cdot P \cdot m \cdot n \frac{2(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)},$$

აქედან

$$P = \frac{3M_{\text{კრ}}(r_2^2 - r_1^2)}{2\mu m \cdot n(r_2^3 - r_1^3)}, \quad (37)$$

სადაც P ერთი სარჭის მოჭერის ძალაა, კგ; r_2 - მოხახუნე ზედაპირების გარე რადიუსი, სმ; r_1 - მოხახუნე ზედაპირების შიგა რადიუსი, სმ; μ - მოხახუნე ზედაპირებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი (ფოლადი ფიბრინზე); m - სარჭების რიცხვი ფრიქციულ მოწყობილობაზე; n - მოხახუნე ზედაპირების რაოდენობა;

სარჭების მოჭერის P ძალით განისაზღვრება ფრიქციულ ზედაპირებს შორის კუთრი წნევა

$$q = \frac{m \cdot P}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (38)$$

რომელიც მოხახუნე მასალებისათვის დაახლოებით 25 კგ/სმ² აიღება.

1200-ტონიან პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის ფრიქციული დამცავი მოწყობილობის შემოწმებითი გაანგარიშების კონკრეტული მაგალითი

საწყისი მონაცემები:

გამოსატვიფრ ცოციაზე მოქმედი ძალა - $P_x = 1200000$ კგ;

მგრეხი მომენტის დაყვანილი მხარი - $m_k = 5.15$ სმ;

კბილა გადაცემის გადაცემათა რიცხვი - $i = 5.8$;

გადაცემის მქ კოეფიციენტი - $\eta = 0.9$;

მოხახუნე ზედაპირის გარე რადიუსი - $r_2 = 35$ სმ;

მოხახუნე ზედაპირის შიგა რადიუსი - $r_1 = 23.5$ სმ;

ფრიქციული მოწყობილობის სარჭების რაოდენობა ცალი - $m = 6$;

მოხახუნე ზედაპირების რაოდენობა ცალი - $n = 2$;

მოხახუნე ზედაპირებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი - $\mu = 0.35$

ფორმულის (29) მიხედვით მგრეხი მომენტი:

$$M_{\text{გრ}} = \frac{P_x \cdot m_k}{i \cdot \eta} = \frac{1200000 \cdot 5.15}{5.8 \cdot 0.9} = 1.2 \cdot 10^6 \text{ კგ} \cdot \text{სმ}.$$

ფორმულის (30) მიხედვით ერთი სარკის მოჭიმვის ძალა

$$P = \frac{3M_{გრ}(r_2^2 - r_1^2)}{2\mu m \cdot n(r_2^3 - r_1^3)} = \frac{3 \cdot 1,2 \cdot 10^6 (35^2 - 23,5^2)}{2 \cdot 0,35 \cdot 6 \cdot 2(35^3 - 23,5^3)} = 9600 \text{ კგ.}$$

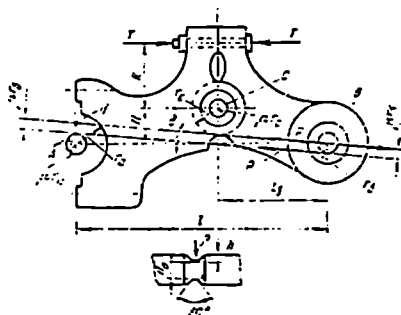
ფორმულის (31) მიხედვით შუასაღებებზე მოსული კუთრი წნევის სიდიდე:

$$q = \frac{m \cdot P}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} = \frac{6 \cdot 9600}{3,14(35^2 - 23,5^2)} = 27 \text{ კგ/სმ}^2.$$

3.4.3. ბარბაცას დამცავის გაანგარიშება

ბარბაცაზე მოქმედი P ძალა მიმართულია A და B სახსრების ხახუნის წრის მხებდალ (ნახ.19).

P ძალა გადაეიტანოთ ბარბაცას სახსრის ცენტრში. მივიღებთ B სახსრის ცენტრზე გამავალ P ძალას და საათის ისრის ბრუნვის მიმართულებით მოქმედი წყვილძალის $P\mu r_b$ მომენტს.



ნახ.19. ბარბაცაზე დაყენებული გაწვევტაზე მომუშავე დამცავის სქემა

B ცენტრზე გამავალი P ძალა დაეშალოთ ჰორიზონტალურ P_r და ვერტიკალურ P_n შემდგენებად. $P_r = P \cos \delta$; $P_n = P \sin \delta$. ABd სამკუთხედიდან

$$\sin \delta = \frac{\mu(r_a + r_b)}{l}$$

სადაც l ბარბაცას სახსრების ცენტრებს შორის მანძილია.

δ კუთხის სიდიდის სიმცირის გამო შეიძლება მივიღოთ, რომ $\cos \delta = 1$, მაშინ

$$P_r \approx P; \quad P_\mu = P \frac{\mu(r_a + r_b)}{l}$$

C სახსარზე მოქმედებს ძალა $T + P$, რომლისგანაც ხახუნის მომენტი სახსარში შეადგენს $(T + P)\mu \cdot r_c$.

$C - B$ რგოლის წონასწორობის პირობა შეიძლება ასე გამოვსახოთ:

$$P_r \cdot H + P\mu \cdot r_b - P_b l_b - TR - (T + P)\mu \cdot r_c = 0 \quad (39)$$

ან

$$T(R + \mu \cdot r_c) = P \left\{ H - \mu \left[r_c - r_b + \frac{(r_c + r_b)l_b}{l} \right] \right\},$$

საიდანაც

$$T = P \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l}(r_a + r_b) - r_b \right]}{R + \mu r_c}. \quad (40)$$

როცა $H = \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l}(r_a + r_b) - r_b \right]$, სიდიდე $T = 0$. ამ შემთხვევაში დამცავი არ იმუშავებს. დამცავმა რომ იმუშაოს, საჭიროა

$$H > \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l}(r_a + r_b) - r_b \right]. \quad (41)$$

დამცავის მგრძნობიარობა ნორმალურად მიიჩნევა, როცა განტოლების (41) მარცხენა მხარე 2.3-ჯერ აღემატება მარჯვენას.

H მანძილის (ნახ.19) უფრო გაზრდა არასასურველია, რამდენადაც დამცავის სიხისტე მცირდება და შესაბამისად ნაჭედის სიზუსტეც.

დამცავი ღეროს (ჭანჭიკის) გაწვევტა უნდა მოხდეს მაშინ, როცა ცოციაზე მოქმედი P ძალა $20 \div 25\%$ -ით გადააჭარბებს წნეხის ნორმალურ P_{II} ძალას. ამ შემთხვევაში

$$T_{\max} = (1,2 \div 1,25) P_{II} \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{R + \mu r_c} \quad (42)$$

მეორე მხრივ, $T_{\max} = \frac{\pi d_g^2}{4} \sigma_{\text{ღრ}}$, (43)

სადაც d_g გასაწვევტი ღეროს მუშა დიამეტრია; $\sigma_{\text{ღრ}}$ - ღეროს მასალის დრეზბათი წინაღობა (სიმტკიცის ზღვარი).

დასასრულ, შეგვიძლია განესაზღვროთ დამცავი ღეროს მუშა დიამეტრი

$$d_g = 1,13 \sqrt{\frac{T_{\max}}{\sigma_{\text{ღრ}}}} \quad (44)$$

4. ძირითადი მრუდმხარა მანქანების (წნეხების) ტიპური კონსტრუქციები

4.1. მღუნავი მანქანები (ბულდოზერები)

ბულდოზერები ყველაზე მარტივი პორიზონტალური მრუდმხარა მანქანებია, რომელთა ძირითადი დანიშნულება ღუნვითი სამუშაოების შესრულებაა. გარდა ამისა, მათზე შეიძლება ვაწარმოთ წნევით დამუშავების სხვა პროცესებიც.

მღუნავი მანქანების სიმძლავრე, ისევე როგორც ნებისმიერი მრუდმხარა მანქანისა, განისაზღვრება ცოციას სვლის ბოლოს მასზე დასაშვები ზღვრული ძალის სიდიდით (ტ.ძ), რომელსაც ნომინალური ეწოდება (P_n). ბულდოზერები მზადდება ნომინალური სიმძლავრით 0,15-დან 7,5 მნ-მდე (15-750 ტ.ძ).

ბულდოზერები შედარებით ნელმავალი მანქანებია, მაგრამ ახასიათებს ცოციას საკმაოდ გრძელი სვლა.

მლუნავი მანქანები არის ნელმავალი და სწრაფმავალი.

ნელმავალი მანქანების ძირითადი მახასიათებლები:

სიმძლავრე- 2,5-7,5მე (250-750 ტ.ძ)

სვლათა რიცხვი წუთში - 9-6

ცოციას სვლა-500-760 მმ.

სწრაფმავალი მანქანების ძირითადი მახასიათებლები:

სიმძლავრე -0,15-0,3 მე (15-30 ტ.ძ);

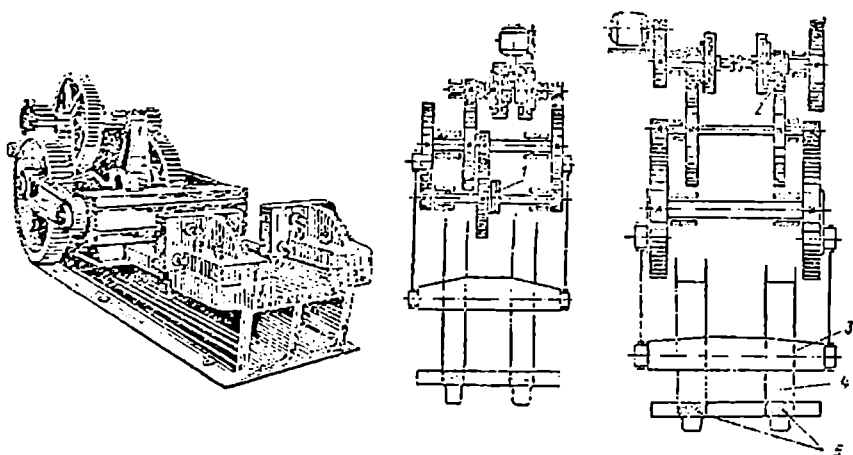
სვლათა რიცხვი წუთში -20-მდე

ცოციას სვლა-350 მმ-მდე.

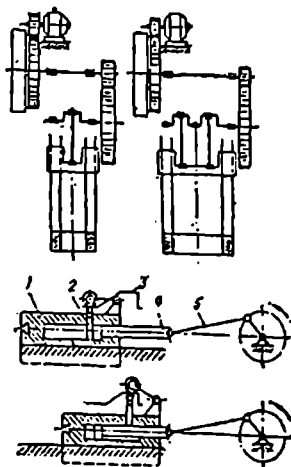
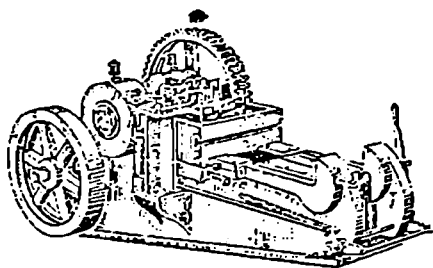
მე-20 ნახ-ზე წარმოდგენილია ერთ-ერთი ტიპის ნელმავალი ბულდოზერის საერთო ხედი და სხვადასხვა კინემატიკური სქემები.

მლუნავ მანქანას აქვს ფოლადის სხმულისაგან დამზადებული სადგარი 2 საბჯენით 3. სადგარის მიმართველებში გადაადგილდება ცოცია 1.

21-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთ-ერთი ტიპის სწრაფმავალი ბულდოზერის საერთო ხედი და კინემატიკური სქემები.



ნახ.20. ნელმავალი ბულდოზერის საერთო ხედი და კინემატიკური სქემები

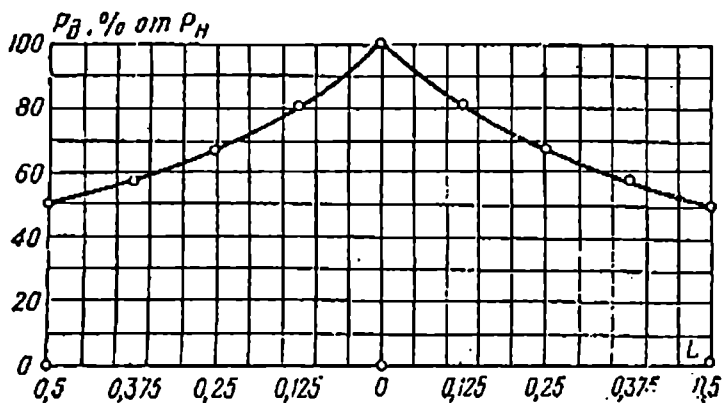
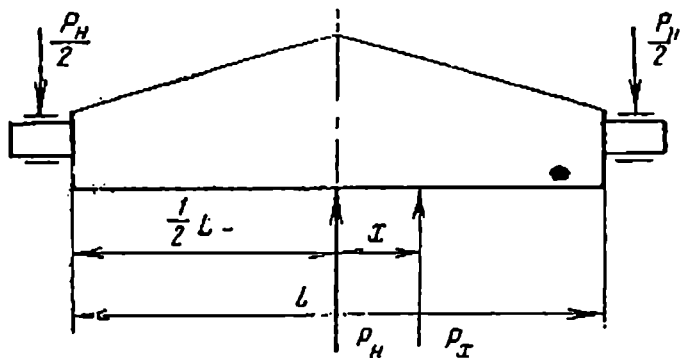


ნახ.21. სწრაფმავალი ბულდოზერის საერთო ხედი და კინემატიკური სქემები

4.1.1. ცოციაზე დასაშვები ძალის გრაფიკი

ბულდოზერის დატვირთვა ნომინალური ძალით დასაშვებია იმ შემთხვევაში, თუ ცოციაზე მოდებული დატვირთვა ცენტრალურია, ე.ი. დატვირთვის ტოლქმედი ძალა მოქმედებს ცოციას შუა წერტილში (ნახ.22). ამ დროს ცოციას თითოეულ თითზე მოდის დატვირთვის ნახევარი. თუ დატვირთვა არაცენტრალურია, მაშინ ცოციაზე მოქმედი ძალა უნდა შემცირდეს, რათა ერთ თითზე ძალამ $0,5P_0$ -ს არ გადააჭარბოს.

ამ დასაშვები P_x ძალის საანგარიშოდ შევადგინოთ მღუნავი მომენტების წონასწორობის განტოლება ცოციას მარცხენა თითის საყრდენის მიმართ. გაანგარიშებისას საყრდენი თითების სიგრძეს, ცოციას სიგანესთან შედარებით მათი სიმცირის გამო, არ ვიღებთ მხედველობაში:



ნახ.22. ბულდოზერის ცოციაზე დატვირთვის სქემა

$$0,5P_{\sigma} \cdot L - P_x(0,5L + x) = 0,$$

აქედან

$$P_x = P_{\sigma} \frac{0,5L}{0,5L + x} \quad \text{აბ} \quad P_x = P_{\sigma} \frac{L}{L + 2x}.$$

x სიდიდეს გამოვსახავთ L -ის ნაწილებად, ე.ი. $x = aL$, სადაც a იცვლება $0 + 0,5$ ზღვრებში, P_x -ის ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$P_x = P_\sigma \frac{1}{1+2a}$$

ოციაზე მოქმედ ძალთა ტოლქმედის მდებარეობის მიხედვით ბულდოზერის სვლის ბოლოს დასაშვები დატვირთვის გრაფიკი მოცემულია 22-ე ნახ-ზე.

4.2. პორიზონტალურ-საჭედი მანქანები

პორიზონტალურ-საჭედი მანქანების ძირითადი დანიშნულებაა წნელოვანი ნამზადებიდან სხვადასხვა სახის ლითონნაკეთობათა მიღება. აღნიშნული მანქანები პირველად გამოშვებული იქნა ამერიკული ფირმის „აიაქსის“ მიერ 1888 წელს ჭანჭიკების და მოქლონების მასიური წარმოებისათვის. წარმოებული ჭანჭიკის შესაძლო მაქსიმალური დიამეტრის მიხედვით სახელებოდა მანქანა, მაგალითად, ნახევარდუმიანი, ერთდუმიანი და ა.შ.

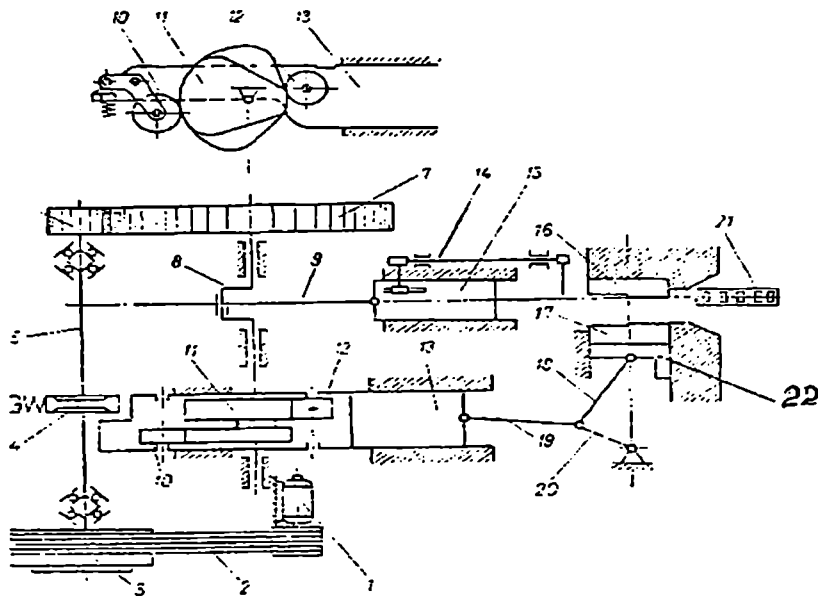
შემდგომში ეს მანქანები გაცილებით რთული და მრავალფეროვანი ნაჭედების მისაღებად იქნა გამოყენებული, რომელთა წარმოებაც სხვა სამჭედლო მოწყობილობებზე თითქმის შეუძლებელი იყო.

ამჟამად მათზე სრულდება ისეთი ოპერაციები, როგორებიცაა: დასმა, ნაწილობრივი ან მთლიანი გაჭოლვა, გამოწნევა, ლუნვა და წნელოვანი ნამზადიდან წარმოებული ნამზადის ჩამოჭრა.

აღნიშნული მანქანების ფართოდ გამოყენებას განპირობებს: 1) მაღალი მწარმოებლობა; 2) ლითონის ეკონომიური ხარჯი; 3) მიღებული ნაჭედის მაღალი სიზუსტე; 4) შტამპვის პროცესის ავტომატიზაციის შესაძლებლობა.

მანქანის კინემატიკური სქემა ნაჩვენებია 23-ე ნახ-ზე.

სოლდედური გადაცემის 2 საშუალებით ელექტროძრავადან 1 მოძრაობა გადაეცემა მქნევარას 3, რომელიც კონსოლურად არის დაყენებული ამძრავი ლილვის 5 მარცხენა ბოლოზე. მქნევარას შიგნით ჩაყენებულია პნევმატიკური დისკობიანი ქურო, რომლის ჩართვითაც მოძრაობაში მოიყვანება ამძრავი ლილვი 5. ეს უკანასკნელი მოძრაობს ბურთულა საკისრებში.



ნახ. 23. პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის კინემატიკური სქემა

ამძრავის ლილვის 5 მეორე ბოლოზე ხისტად არის ჩამაგრებული მცირე კბილანა 6, რომელიც მოდებამია მუხლა ლილვზე 8 ხისტად დასმულ დიდ კბილანასთან 7. მუხლა ლილვიდან 8 ბარბაცას 9 საშუალებით წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობაში მოიყვანება გამოსატვიფრი ცოცია 15, რომელზედაც დამაგრებულია პუანსონდამჭერი ბლოკი თავის პუანსონებით.

ცოციას მოძრაობის სიზუსტის გასაზრდელად მას წაგრძელებული ფორმა აქვს. გარდა ამისა, ექსცენტრიკული დატვირთვების შემთხვევებში მდგრადობის გაზრდის მიზნით, ცოციას აქვს გვერდითი გაგრძელება ე.წ. ხორთუმი, რომლის ბოლოც აგრეთვე მიმმართველებში მოძრაობს.

გამოსატვიფრი ცოციას მოძრაობის პარალელურად მომჭერი მექანიზმის საშუალებით გადაადგილდება მატრიცის მოძრავი ნაწილი. მომჭერი მექანიზმი მოძრაობაში მოიყვანება ექსცენტრიკის 11 საშუალებით, რომელიც ხისტად არის დასმული მუხლა ლილვზე 8. ექსცენტრიკს აქვს ორი პროფილი. რომლებიც მუდმივ შეხებაშია ბურთულა საკისრებზე დასმულ გორგოლა-

ჭებთან 10 და 12 აღნიშნული ექსცენტრიკები და გორგოლაჭები დაკავშირებულია გვერდით ცოციასთან 13. რომელსაც ბერკეტების 18, 19 და 20 საშუალებით მოძრაობაში მოჰყავს ჩამკეტი ცოცია 22 და, მასთან ერთად, მატრიცის მოძრავი ნაწილი 17.

მუხლა ლილვის 8 შემობრუნებისას ექსცენტრიკის 11 მუშა პროფილი მასთან შეუღლებული გორგოლაჭით 12 წინ გადაადგილებს გვერდით ცოციას 13, ბერკეტების 19, 20 და 18 მოქმედებით მატრიცის უძრავი 16 და მოძრავი 17 ნაწილები ერთმანეთს მჭიდროდ უახლოვდება და მატრიცები იკეტება. ექსცენტრიკის პროფილი განსაზღვრავს მატრიცების ჩაკეტვის ხანგრძლივობას. მუხლა ლილვის 8 შემდგომი შემობრუნებისას ექსცენტრიკის მეორე პროფილი, რომელიც შეუღლებულია გორგოლაჭთან 10, უკან აბრუნებს გვერდით ცოციას 13 და მასთან ერთად მატრიცის მოძრავ ნაწილს 17.

მანქანის კინემატიკურ სქემაზე ნაჩვენებია აგრეთვე ლენტური პნევმატიკური მუხრუჭი 4, რომელიც აჩერებს მუხლა ლილვს მუშა ციკლის დასრულებისას.

პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის მუშა ციკლის ეტაპები:

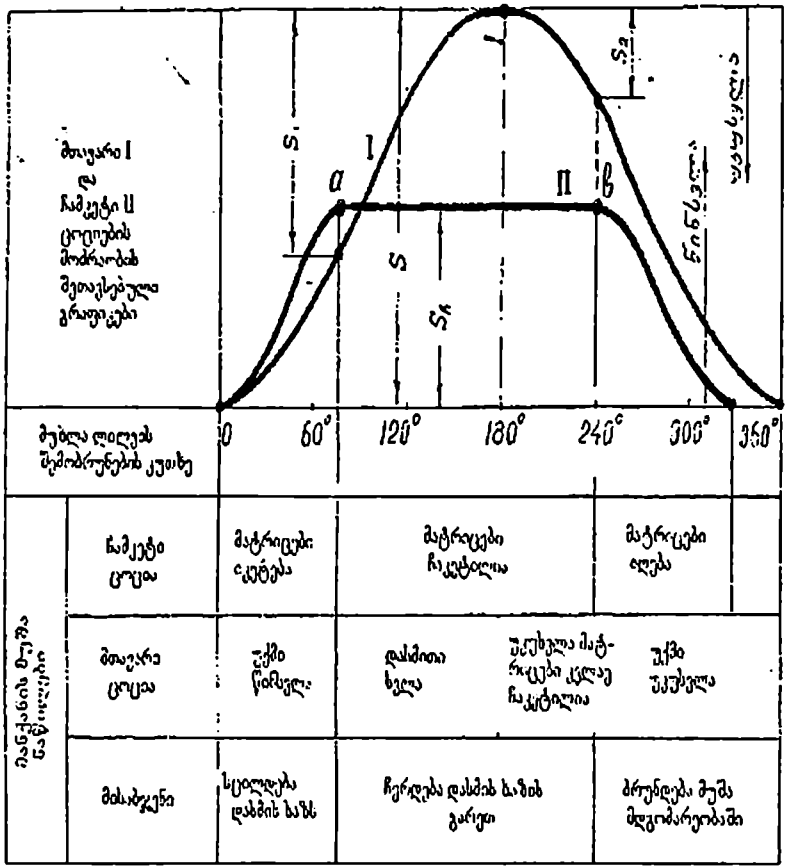
I-ქურო გამორთულია, გამოსატეიფრ (ძირითად) ცოციას 15 და გვერდით ცოციას 13 უკავიათ ზედა (უკანა) უკიდურესი მდგომარეობა. მატრიცები 16 და 17 ღიაა. ამ დროს ხდება წნელოვანი ნამზადის მისაბჯენამდე 14 მიწოდება.

II - ქურო ჩაირთვება, მუხლა ლილვი იწყებს შემობრუნებას, მატრიცები იკეტება, მისაბჯენი სცილდება. ძირითადი ანუ მუშა ცოცია 15 მასზე ჩამაგრებული პუნსონებით იწყებს წინსვლას და იწვევს ნამზადის დეფორმაციას (შტამპვას მოცემულ დარში).

III-მუხლა ლილვი აგრძელებს ბრუნვას, ცოციები მიემართება უკან და მატრიცები იღება. მისაბჯენი კვლავ იკავებს წინა მდებარეობას. ნამზადს იღებენ მატრიციდან. მრავალგადასვლიანი შტამპვისას ნამზადი გადააქვთ გახსნილი მატრიცის მომდევნო დარში და ციკლი კვლავ მეორდება.

მანქანის მუშა სვლას წინ უსწრებს მარტირცების ჩაკეტვა (წერტილი *a*) და იგი გრძელდება მუშა სვლის დამთავრების შემდეგაც (წერტილი *b*). მატრიცების ჩამკეტი მექანიზმი მოძრაობაში მოიყვანება მთავარი (მუხლა) ლილვით და იგი მის სინქრონულად მოძრაობს.

ძირითადი 15 და ჩამკეტი 22 ცოციების მოძრაობის ციკლური დიაგრამები მოცემულია 24-ე ნახ-ზე.

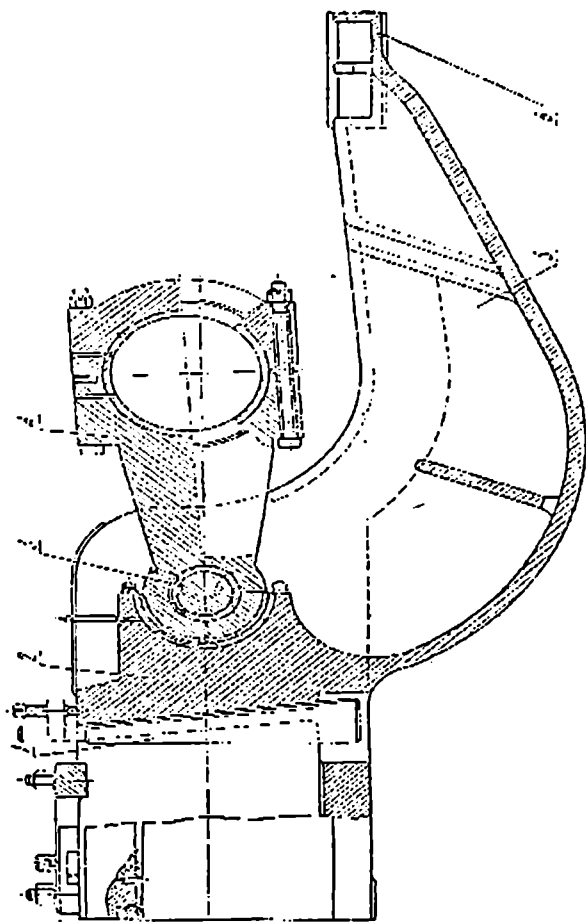


ნახ. 24. ძირითადი (გამოსატციფორი) და განივი (ჩამკეტი) ცოციების სვლათა დიაგრამები მუხლა ლილვის შემობრუნების მიხედვით

4.2.1. ცოციები

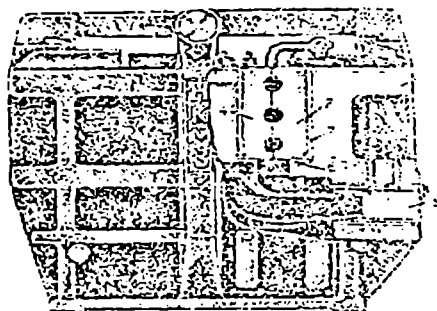
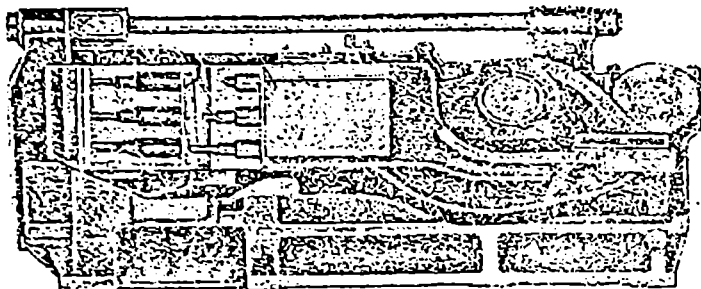
პორიზონტალურ-საჭედ მანქანებს აქვს ძირითადი და ჩამკეტი ცოციები. ძირითად ცოციას აქვს სპეციალური ბუდე პუანსონების ბლოკის ჩასამაგრებლად. აღნიშნული ბლოკის მდგომარეობას მატრიცების მიმართ არეგულირებენ სპეციალური საყრდენი სოლით. ძირითადმა ცოციამ უნდა უზრუნველყოს პუანსონებისა და შესაბამისი მატრიცების ღერძების

თანხვედრა. ამისათვის მას უნდა ჰქონდეს მიმმართველების ბაზის საკმარისი სიგრძე, რისთვისაც ხორთუმის სახით იქმნება დამატებითი ნალო, რომელიც მოძრაობს ცალკე მიმმართველებში. ამით უზრუნველყოფილია ცოციას გადაადგილების სიზუსტე.



ნახ.25. პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის ბარბაცა და ცოცია

26-ე ნახ-ზე მოცემულია ერთ-ერთი პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის საერთო ხელი გრძივ ჭრილში (ა) და მისი წინხედი (ბ).



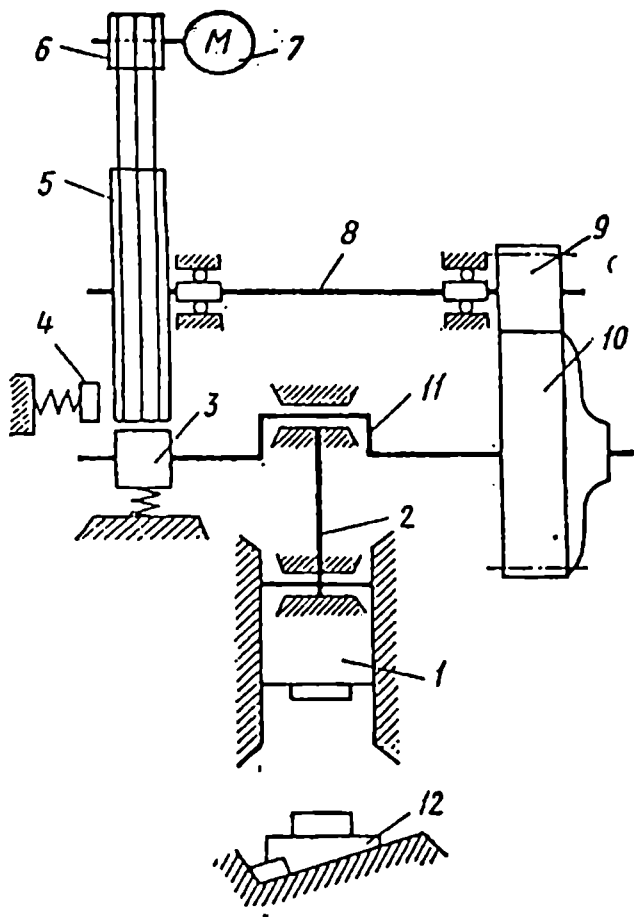
ნახ.26. პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის ხედები

ნახაზზე ნათლად ჩანს მთავარი ცოცია, მასზე ჩამაგრებული პუანსონებით და ხორთუმით, ხოლო მანქანის წინხედში - გასახსნელი მატრიცები. მანქანის სადგარის სიხისტის გაზრდის მიზნით, მას აქვს განივი და გრძივი დამჭიმი ჭანჭიკები.

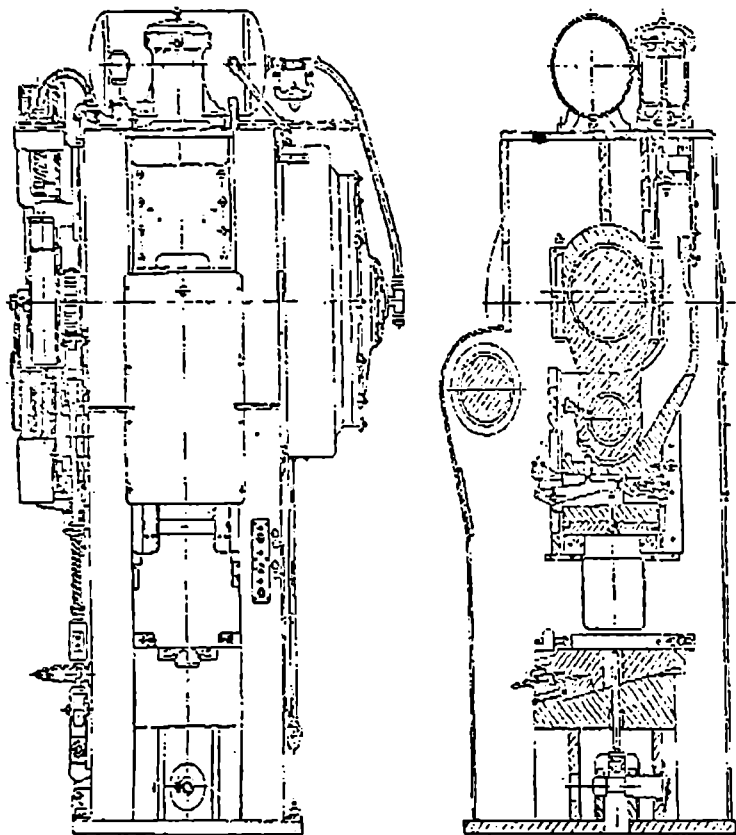
4.3. მრუდმხარა წნეხები ცხლად შტამპვისათვის

მრუდმხარა ცხლად შტამპვის წნეხები პირველად შეიქმნა XX საუკუნის 20-იან წლებში ამერიკის შეერთებული შტატების ერთ-ერთი ფირმის მიერ, რომლებსაც „მაქსი წნეხები“ უწოდეს. იგი წარმოადგენს პორიზონტალურ-საჭედი მანქანის „ნაციონალის“ გადაკეთებულ სახეს, რომლისგანაც ამოიღეს მატრიცების მომჭერი მექანიზმი, გადაკეთებული სადგარი დაყენებულ იქნა ვერტიკალურად. გაზრდილ იქნა სელათა რიცხვი 3-4-ჯერ. მრუდმხარა მუხლა ლილვი შეცვლილ იქნა ექსცენტრიკული ლილვით, რომელიც უფრო

ხისტია, ვიდრე მუხლა. წნეხის ტიპური სქემა და კონსტრუქცია მოცემულია 27-ე და 28-ე ნახ-ებზე.



ნახ.27. ცხლად საშტამპაეი წნეხის ტიპური სქემა



ნახ.28. წნეხის ტიპური კონსტრუქცია

ცხლად საშტამპავე წნეხების სიმძლავრე იცვლება ფართო ზღვრებში: 2-100 მგ (200-10000 ტ.ძ), მათი ელექტროძრავებისა კი - 20-დან 500 კვტ-მდე, ცოცის სელაა 200-500 მმ, სელათა რიცხვი წუთში - 100-35.

აღნიშნული წნეხები ხასიათდება სწრაფმავლობით, მაღალი სიხისტით და საშტამპავე სიერცის შედარებით მცირე გაბარიტული ზომებით.

წნეხის მოძრავი ნაწილები (ბარბაცა, ცოცია და ზელა შტამპი) საკმაოდ წონისაა (მძლავრ წნეხებში 25 ტონამდე აღწევს), ამიტომ მათ აქვთ პნევმატიკური მაწონასწორებელი მოწყობილობა, რომელიც ემსახურება

ექსცენტრიკულ ლილვს მასზე ჩამოკიდებული მოძრავი ნაწილების ქვედა მკედარი წერტილიდან გამოსაყვანად.

ვინაიდან წნეხის მაღალი სიხისტის შესანარჩუნებლად ბარბაცას არ აქვს სიგრძის მარეგულირებელი მექანიზმი, ამიტომ წნეხის საშტამპავი იერცის რეგულირებისათვის მისი მაგიდა შედგენილია სოლებისაგან (ნახ. 27-28).

სოლებისაგან შედგენილი მაგიდის მეორე მნიშვნელოვანი დანიშნულებაა წნეხის გაჭედვიდან სწრაფი გამოყვანა. წნეხის გაჭედვას (ჩასოლვას) ადვილი აქვს მაშინ, როცა ცოციაზე მიყენებული დასაშვებზე დიდი ძალის გამო. ექსცენტრიკულ ლილვს უჭირს 130°-ის გადალახვა, ე.ი. ცოცია ვერ აღწევს ქვედა უკიდურეს მდგომარეობას. ეს მდგომარეობა მოითხოვს მოშახურე პერსონალისაგან სწრაფ გამოყვანას, რაც სოლების დაცურებით ხორციელდება. წინააღმდეგ შემთხვევაში, თუ დამცველმა არ იმოქმედა, წნეხი დაზიანდება.

წნეხს შეუძლია იმუშაოს სამი რეჟიმით:

- 1) ერთეული სვლით (ყოველ სვლას ქუროს ხელახალი ჩართვა ჭირდება);
- 2) ავტომატური სვლით (ქურო სულ ჩართულია);
- 3) ცოციას ბიძგებით სვლით (ქურო ჩართვა-გამორთვა). ამ უკანასკნელს იყენებენ შტამპების აწყობის დროს.

წნეხის ცოციას, ჰორიზონტალურ-საჭედ მანქანის შსგავსად, აქვს ე.წ. ხორთუმი, რომელიც განაპირობებს ცოციას სვლის სიზუსტეს. იგი დაკავშირებულია პნევმატიკურ მაწონასწორებელ მექანიზმთან, რომლის დანიშნულებაა:

1) წნეხის სწრაფი სვლების გამო ბარბაცას მცირე თავსა (ან თითას) და ცოციას შორის, ბარბაცას დიდ თავსა და ექსცენტრიკს შორის ღრეჩოების ცვლილების და დარტყმების თავიდან აცილება,

2) სისტემის ინერციული ძალების მავნე გავლენის შემსუბუქება. წნეხის მოძრავი ნაწილების სწრაფი გამოყვანა უძრაობის მდგომარეობიდან..

მაწონასწორებელი მექანიზმის ძირითადი ნაწილია პნევმატიკური ცილინდრი, რომლის დგუმის ჭოკჯეე ჩამოკიდებულია ცოცია ე.წ. ხორთუმის საშუალებით. დგუმის ქვეშ შეკუმშული ჰაერი მიეწოდება რეზერვუარიდან (რესივერიდან), რომლის მოცულობა 4-5 ჯერ აღემატება მაწონასწორებელი ცილინდრის მოცულობას. წნეხის მოძრავი ნაწილების ქვემოთ სვლისას რესივერის მოცულობის გაანგარიშება უდგუშო აკუმულატორის ჰაერის რეზერვუარების მოცულობის გაანგარიშების ანალოგიურია. ამ შემთხვევაში მხედველობაშია მისაღები დგუმისა და ჭოკის შემჭიდროებებში მოქმედი ხახუნის ძალები. მუშა სვლის დამთავრებისაგან

განსხვავებით, დეფორმაციის დასაწყისში წნევა, საწყის P_1 წნევასთან შედარებით, 15%-ით იზრდება.

დგუშის სამაჯურიანი შემჭიდროებისას ხახუნის ძალა იქნება

$$R_2 = \pi D b p_1 \cdot \mu \cdot 1,15,$$

ხოლო ჭოკის შემჭიდროებაში

$$R_3 = \pi d b_1 p_1 \mu \cdot 1,15,$$

სადაც D და d დგუშის და ჭოკის დიამეტრებია, სმ; b და b_1 -შესაბამისი სამაჯურების სიმაღლეები, სმ; μ -ხახუნის კოეფიციენტი, ტყავსა და ფოლადს შორის დაზეთვისას, $\mu = 0,045$.

ცოცხის ქვემოთ მოძრაობისას ზემოაღნიშნული ხახუნის ძალები და ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის წინაღობა. ეხმარება მაწონასწორებელ მოწყობილობას. თუ წნეხის მოძრავი სისტემის (დგუში, ჭოკი, ცოცხა, ბარბაცა და ზედა შტამპი) წონას აღენიშნავთ G -თი, მაშინ წონასწორობის განტოლება ასე გამოისახება:

$$G - R_2 - R_3 - \frac{\pi D^2}{4} 1,15 p_1 = 0$$

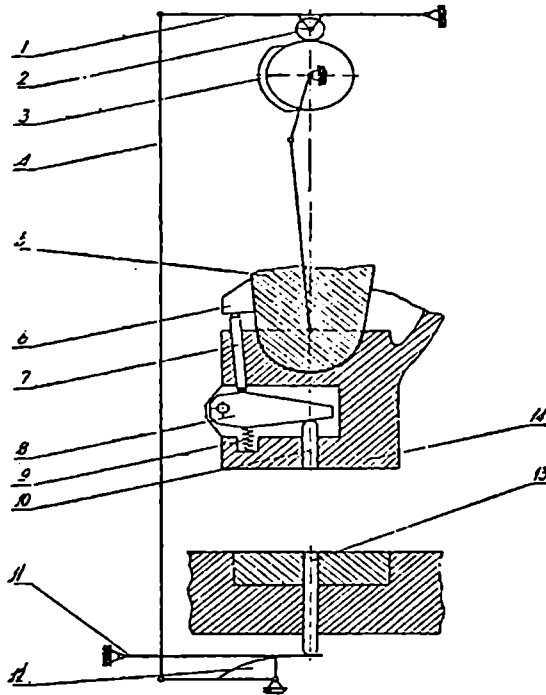
აქედან განისაზღვრება რესივერში წნევის სიდიდის საწყისი მინიმალური მნიშვნელობა

$$p_1 = \frac{G}{\frac{\pi D^2}{4} 1,15 + \pi \mu \cdot 1,15 (Db + db_1)} = \frac{4G}{1,15\pi [D^2 + 4\mu (Db + db_1)]}. \quad (45)$$

ცხლად შტამპვის წნეხების კონსტრუქციული ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ფაქტორია ზედა და ქვედა ამომგდების არსებობა, რაც საშტამპავი დახრების მნიშვნელოვან შემცირების საშუალებას იძლევა. წნეხებში ეს დახრებია 1-3°, მაშინ როცა უროებზე შტამპვისას დახრები 3-15°-ია. საშტამპავი დახრების სიმცირე ზრდის ლითონის გამოყენების კოეფიციენტს, რაც საგრძნობლად ამცირებს პროდუქციის თვითღირებულებას.

1000 ტ (10 მმ)-მდე ნომინალური ძალის წნეხებში გამოიყენება მთავარ შემსრულებელ მექანიზმთან დაკავშირებულ დამომგდებები, რომელთა მუშაობაც ხორციელდება შემდეგნაირად (ნახ.29):

მუშა სელის დამთავრების შემდეგ, როცა ცოცია 14 იწყებს ზემოთ სვლას, ბარბაცა 5 ვერტიკალურ მდგომარეობიდან იხრება მარცხნივ და საყრდენით 6 აწვება ღეროს 7, ეს უკანასკნელი ბერკეტის 8 საშუალებით მოქმედებს ზედა ამომგდებზე 10, რომელიც ზედა შტამპის მუშა სიღრუიდან გამოაგდებს დაშტამპულ ნაჭედს. ზედა ამომგდების 10 უკან დაბრუნებას ახდენს ზამბარა 9.



ნახ.29. ზედა და ქვედა ამომგდების მოქმედების ტიპური სქემა

ქვედა ამომგდების 13 მოქმედება ხორციელდება წამყვან ექსცენტრიკულ ლილვზე დასმულ მუშტას 3, გორგოლაჭის 2 და ბერკეტების 1,4,12 საშუალებით.

წნეხებში, რომელთა ნომინალური სიმძლავრე აღემატება 1600 ტ (16 მნ), ქვედა ამომგდების მექანიკური მოქმედება შეცვლილია უფრო რაციონალური კნეემოსისტემით.

4. 4. მრუდმხარა ფურცელსაშტამპავი წნეხები

მრუდმხარა ფურცელსაშტამპავი წნეხები ტექნოლოგიური დანიშნულების მიხედვით იყოფა უბრალო მოქმედების წნეხებად, რომელთა დანიშნულებაა ძირითადად ამოჭრის სამუშაოების შესრულება, და ორმაგი და სამმაგი მოქმედების წნეხებად - გამოჭიმვის სამუშაოებისათვის.

უბრალო მოქმედების წნეხებს, გარდა ფურცლოვანი მასალის ამოჭრა-გამოჭრის ოპერაციებისა, იყენებენ აგრეთვე ცხლად დაშტამპული ნაჭედების ფხაურის და ხიდურების ჩამოსაჭრელად.

ორმაგი მოქმედების წნეხებს აქვს დამხმარე ცოცია, რომელიც უსწრებს მუშა გამომჭიმ ცოციას და ახორციელებს მის ირგვლივ ფურცელზე დაწოლას, რათა გამოჭიმვის პროცესში ნაკეციები არ წარმოიქმნას.

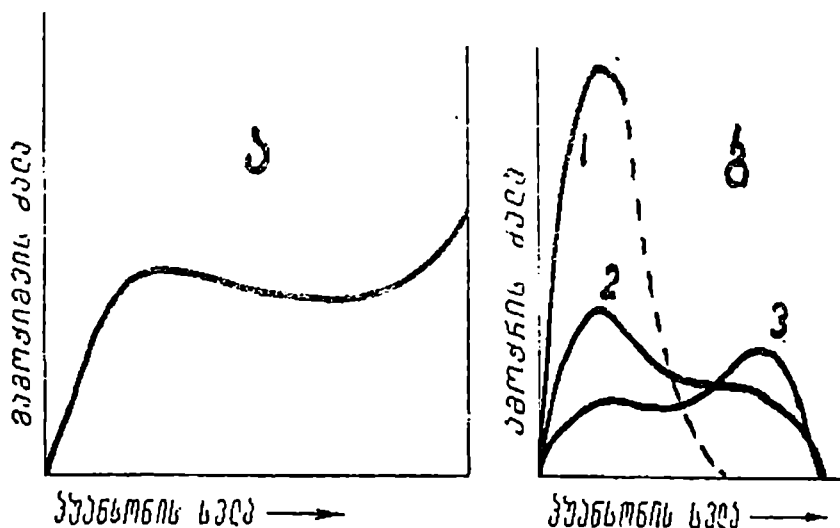
სამმაგი მოქმედების წნეხების დანიშნულებაა რთული ფორმის დეტალების გამოჭიმვა უკუგამოჭიმვით მიღებული ჩაღრმავებებით. ამ მიზნით აღნიშნულ წნეხებს ზედა ორი ცოციას (მუშა-შიგა და გარე-დამწოლი) გარდა, აქვს ქვედა მესამე მუშა ცოცია, რომელიც მოთავსებულია წნეხის მაგიდის შუა ნაწილში და შტამპვის პროცესში გადაადგილდება ზედა მუშა ცოციას საწინააღმდეგო მიმართულებით.

ფურცელსაშტამპავი წნეხის ზომას განსაზღვრავენ ნომინალური ძალით, რომელიც შეესაბამება არა ცოციას სვლის ბოლოს (180°) დასაშვებ ძალას, როგორც ეს მიღებულია ცხლად შტამპვის მრუდმხარა მანქანებში, არამედ მრუდმხარას შემობრუნების რაღაც ნომინალურ α , კუთხეზე ცოციაზე დასაშვები ძალით ეს კუთხე 180° -ზე ნაკლებია. როგორც ცნობილია, ფურცლოვანი მასალის გამოჭრის ან გამოჭიმვის პროცესებში მუშა გრაფიკის ძალურა პიკი მიიღწევა არა ცოციას სვლის ბოლოს, არამედ მუშა სვლის გარკვეულ პერიოდში, რომელიც დამოკიდებულია ტექნოლოგიურ პროცესზე და ინსტრუმენტის ფორმაზე (ნახ.30).

აღნიშნულიდან გამომდინარე, ამომჭრელი (გამკვეთი) წნეხებისათვის ნომინალურ ძალად მიღებულია ცოციაზე დასაშვები ძალა, როცა მუხლას შემობრუნების კუთხე $\alpha = 150 \div 160^\circ$

ფხაურის ჩამოსაჭრელი წნეხებისათვის ეს კუთხე $\alpha = 160 \div 170^\circ$. ორმაგი მოქმედების წნეხებში ღრმა გამოჭიმვის ოპერაციებისას, რომლებიც მოითხოვს ცოციას მუშა სვლის საკმაოდ დიდ სიდიდეს, ეს კუთხე აიღება $\alpha = 130 \div 135^\circ$.

მუხლას შემობრუნებისას 105-110°-ზე შიგა ცოციაზე მოსული ძალა ნომინალური ძალის 40 %-ს უნდა შეადგენდეს. ამ პირობებში წნეხის ნომინალურ ძალად მიღებულია ცოციაზე დასაშვები ძალა, როცა $\alpha = 150^\circ$.



ნახ.30. ტექნოლოგიური პროცესების ძალური გრაფიკები:
 ა-ღრმა გამოჭიმვისას; ბ-ამოჭრისას; 1-ბრტყელი პუნსონით;
 2-სხვენისმაგვარი დახრილობის პუნსონით; 3-უნაგირის მსგავსი
 დახრილობის პუნსონით

4.4.1. უბრალო ქმედების წნეხები

უბრალო ქმედების წნეხები მრუდმხარა ლილვის საყრდენების განლაგების მიხედვით იყოფა ერთდგარიან და ორდგარიან წნეხებად. ერთდგარიან წნეხებში მრუდმხარა კონსოლურად არის განლაგებული, ამიტომ მუხლა ლილვის საყრდენი მდებარეობს ბარბაცას ერთ მხარეს; ორდგარიანებში კი მრუდმხარა ლილვს აქვს ორი საყრდენი ბარბაცას ორივე მხარეს.

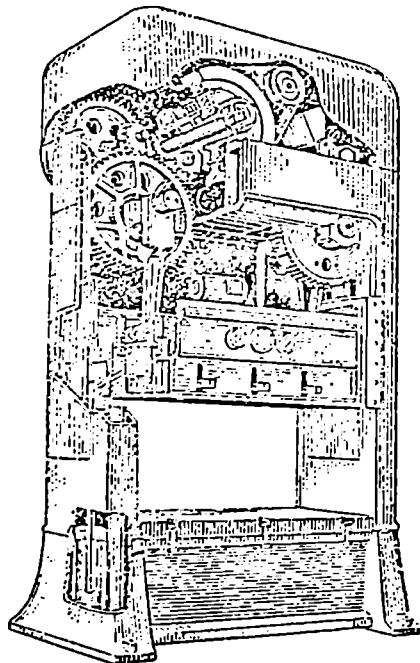
კონსტრუქციული გაფორმების მიხედვით წნეხების დგარებს ამზადებენ ღიას და დახურულს. ღია ტიპის დგარებს აქვს C-ს მაგვარი ფორმა და იგი მუშა სივრცესთან სამმხრივ მიდგომის საშუალებას იძლევა (ნახ.5,ა).

დახურული სადგარის მქონე წნეხის მუშა სივრცეს შეიძლება მიუღდეთ მხოლოდ ორი მხრიდან (ნახ.5, დ).

ლიდგაბარიტიანი ფურცლოვანი დეტალების გამოჭრა-ამოჭრის და გამოჭიმვის ოპერაციებისათვის იყენებენ ფურცელსაშტამპავ წნეხებს, რომლებსაც აქვს ცოციას ორმუხლა და ოთხმუხლა ამძრავი, ასევე – საკმაოდ დიდი ზომების მაგიდა და ცოცია. ერთმუხლა წნეხებთან შედარებით, მათი ცოცია თითქმის ზუსტად მოძრაობს ვერტიკალურ სიბრტყეში და არ განიცდის ვერტიკალურ გადახრებს.

აღნიშნული წნეხები მზადდება სიმძლავრით 0,3-დან 45 მმ-მდე (30-4500 ტ.ძ).

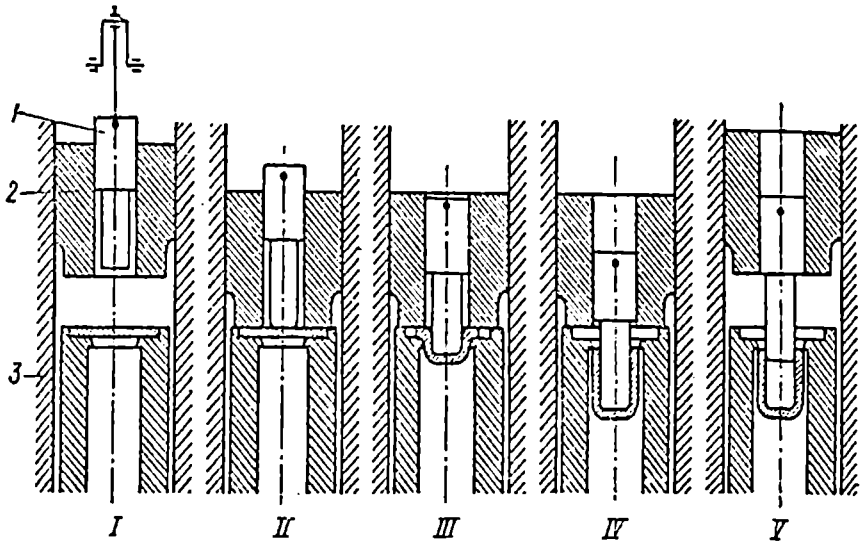
31-ე ნახ-ზე წარმოდგენილია ორმუხლა ლილვიანი დახურული ტიპის წნეხის საერთო ხედი. მათი მუხლა ლილვები განლაგებულია ფრონტის მართობულად და ბრუნავს ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებით, რაც გამორიცხავს ბარბაცების მხრიდან გვერდითი ძალების წარმოქმნას (ვინაიდან ისინი ერთმანეთს აბათილებენ).



ნახ.31.ორმუხლა ლილვიანი დახურული ტიპის წნეხი

4.4.2. ორმაგი ქმედების წნეხები

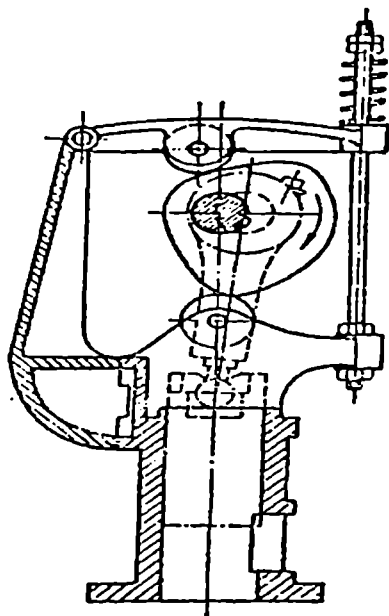
ორმაგი ქმედების წნეხების დანიშნულებაა ფურცლოვანი მასალების გამოჭიმვითი სამუშაოების შესრულება. მათ აქვთ ორი ცოცია: გარე ანუ დამწოლი და შიგა - გამომჭიმი. გარე ცოცია 2 (ნახ. 32) მოძრაობს სადგარის მიმმართველებში 3 და მოძრაობაში მოიყვანება ძირითადი ლილეიდან მრუდმხარ-ბერკეტული ან მუშტა სისტემებით. შიგა ცოცია, რომელიც ასრულებს გამოჭიმვას, მოძრაობს გარე ცოციას შიგნით არსებულ მიმმართველებში. იგი ბარბაცას საშუალებით უშუალოდ დაკავშირებულია ძირითად მუხლა ლილვთან.



ნახ. 32. ორმაგი ქმედების წნეხის მუშაობის სქემა

ვინაიდან გამოჭიმვის პროცესს წინ უნდა უსწრებდეს გამოსაჭიმი ფურცლის მიჭერა მატრიცაზე, ამიტომ გარე ცოცია წინ უსწრებს ძირითად - შიგა ცოციას მოძრაობას (იხ. ნახ. 32, I და II), გარკვეული ძალით ებჯინება ფურცელს და ყოვნდება უძრავად, ვიდრე გამოჭიმვა არ დასრულდება. ცოციების უკუსვლისას წინ უსწრებს შიგა ცოცია, რითაც ხორციელდება გამოჭიმული დეტალის მოხსნა გამომჭიმი ცოციასაგან.

33-ე ნახ-ზე მოცემულია გარე ცოციას მუშტა ამძრავი სისტემის ერთ-ერთი ვარიანტი ცოციას მდგომარეობის რეგულირების გარეშე. ▲-

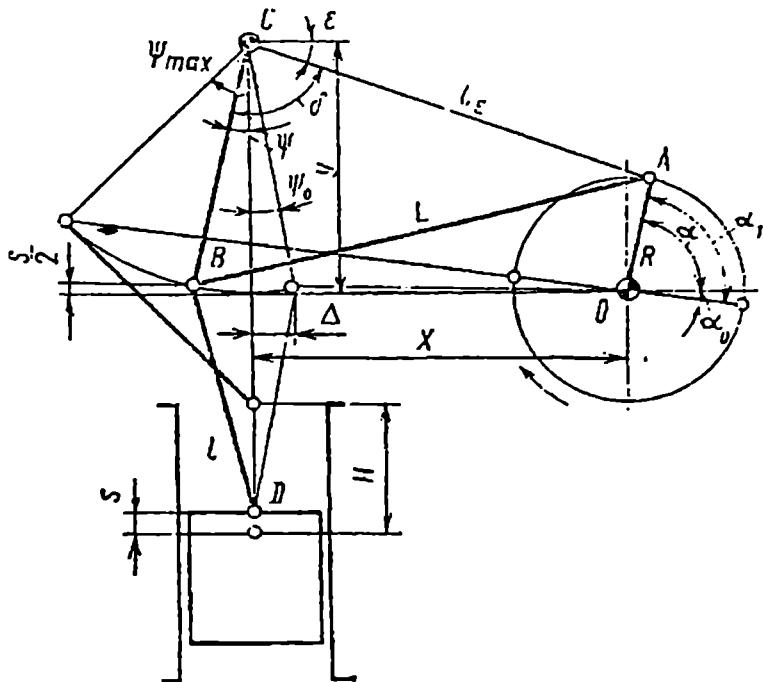


ნახ.33. გარე ცოციას მუშტა ამძრავი სისტემის ერთ-ერთი სქემა

4.5. მრუდმხარა-მუხლა საკვერი წნეხები

საკვერი წნეხების დანიშნულებაა ცივი ან ნახევრად ცხელი ბრტყელი კვერვა, დაკალიბრება ან მსგავსი სხვა სამუშაოების შესრულება, რომლებიც პოითხოვს მცირე დეფორმაციებს, არა უმეტეს 2-3 მმ-ისა. აქედან გამომდინარე, მათ არ უნდა ჰქონდეთ დიდი სვლა.

კვერვის დროს დიდ კუთრ წნეხებს და შესაბამისად მაქსიმალურ ძალას ადგილი აქვს ცოციას სვლის ბოლოს. აღნიშნული მოთხოვნის დასაკმაყოფილებლად გამოყენებულია მრუდმხარა-მუხლა მექანიზმი (ნახ.34). მექანიზმი შედგება სახსრული ოთხწევრისაგან.

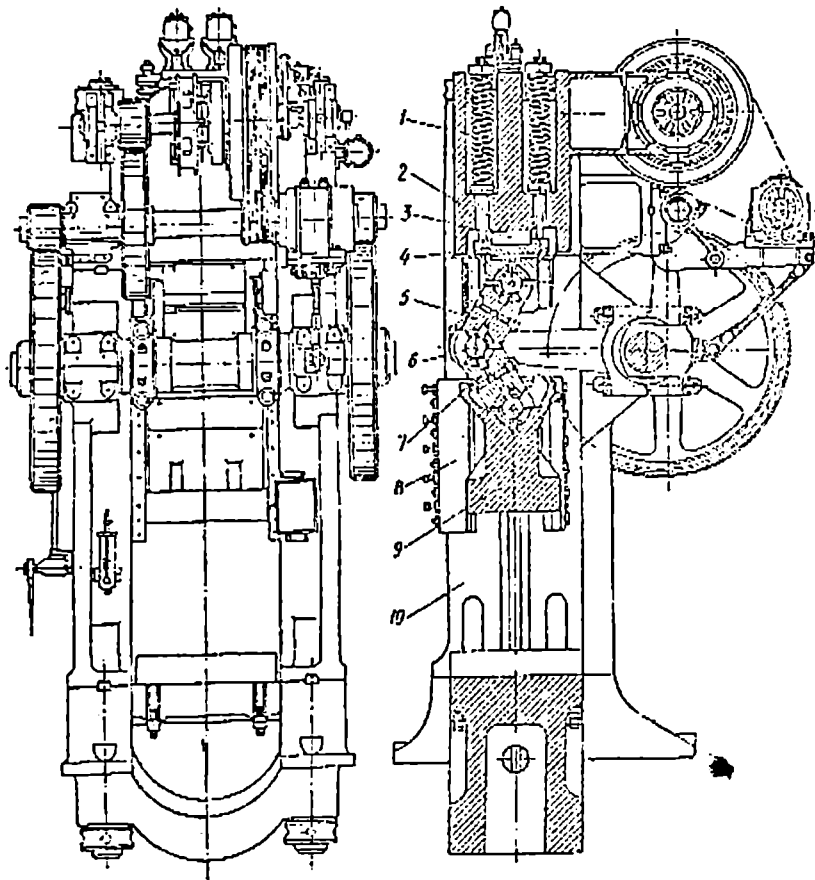


ნახ.34. მრუდმხარა-მუხლა მექანიზმის კინემატიკური სქემა

მხარულის მოძრავ სახსართან მიერთებულია ცოცია, რომლის სელის სიდიდესაც განსაზღვრავს მხარულის ვერტიკალიდან მაქსიმალური გადახრის კუთხე (ψ_{max}). კუთხე (ψ_{max}) არ აღემატება $30-40^{\circ}$ -ს. ჩვეულებრივად მხარულის BC და BD კვანძი ერთმანეთის ტოლია. წნეხის სელის სიდიდე ასე განისაზღვრება:

$$H = 2 \cdot l (1 - \cos \psi_{max})$$

35-ე ნახ-ზე წარმოდგენილია მრუდმხარა ორმუხლა ლილვიანი საკვერი წნეხის საერთო ხედი.



ნახ.35.მრუდმზარა ორმუხლა ლილვიანი საკვერი წნეხი

კინემატიკური მექანიზმის ზედა რგოლი (წვერი) 5 მიბჯენილია ბალიშზე 4 და სოლზე 3 და ზამბარების 1 საშუალებით წნეხის ღვარის ზედა განივზე. მეორე რგოლი 7 დაკავშირებულია წნეხის ცოციასთან 9. საერთო სახსრის 6 გადაადგილებისას მუხლა ლილვის მზარეს, ცოცია 9 ღვარის 10 მიმართულებში 8 იწყებს ქვემოთ სვლას. საერთო ანუ შუა სახსარი 6 სვლის ბოლოს ოდნავ გადასცილდება (3-3,5 მმ-ით) ზედა და ქვედა სახსრების

შემაერთებელ სიბრტყეს, რითაც გახანგრძლივებულია ნაჭედზე წნევის მოქმედების დრო. ცოცხას ამძრავის აღნიშნული სისტემა საშუალებას გვაძლევს მუხლა ლილვზე შედარებით მცირე მგრეხი მომენტით ცოცხაზე მივიღოთ მაქსიმალური ძალა მისი სვლის ბოლო მომენტში.

წნეხის სახსრებში საკმაოდ დიდი ძალები აღიძვრება, ამიტომ მათ ღერძებს ამზადებენ ფოლადებისაგან Y10, 40XH, 50XH და შემდეგ აწრობენ. სახსრების საფენები მიზანშეწონილია დამზადდეს ბრინჯაოსაგან. სახსრები მოითხოვს ინტენსიურ შეზეთვას.

აღსანიშნავია, რომ საკვერ წნეხებში ბარბაცა განიცდის გაჭიმვას და არა კუმშვას, რასაც ადგილი აქვს ჩვეულებრივ წნეხებში.

საკვერ წნეხებს იყენებენ ხურდა ფულის, სხვადასხვა მედალიონებისა და სხვა შსგავსი სახის ნაწარმის რელიეფური შტამპვისათვის.

1. Залесский В.И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов. М.: Высшая школа, 1973. - 625 с.
2. Банкетов А.Н. и др. Кузнечно-штамповочное оборудование. М.: Машиностроение, 1982. - 564 с.
3. Живов Л.И., Овчинников Ф.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. Харьков: ХГУ, 1966. - 447 с.
4. Игнатов А.А., Игнатова Т.А. Кривошипные горячештамповочные прессы. М.: Машиностроение, 1984. - 310 с.
5. Кожевников В.Я., Ксенжук И.Г., Худяков И.И. Горизонтально-ковочные машины. М.: Машгиз, 1960.

1. მრუდმხარა მანქანები	3
1.1. ზოგადი ცნობები მრუდმხარა მანქანების შესახებ	3
2. მრუდმხარა მანქანების კლასიფიკაცია, ძირითადი ელემენტები და მათი დანიშნულება	3
2.1. შემსრულებელი მექანიზმები	5
2.2. კინემატიკური პარამეტრები	7
2.2.1. ცოციას სვლა	7
2.2.2. ცოციას სინქარე და ანქარება	8
3. მრუდმხარა წნეხების კვანძების და სისტემების ტიპური კონსტრუქციები	10
3.1. სადგარები	10
3.2. ამძრავის კვანძები და დეტალები	10
3.2.1. ამძრავის სტრუქტურა და კინემატიკური სქემები	10
3.2.2. ქურო და გაანგარიშების ელემენტები	13
3.2.3. მუხრუჭი და მისი გაანგარიშების ელემენტები	23
3.3. მთავარი შემსრულებელი მექანიზმის კვანძები და დეტალები	32
3.3.1. მრუდმხარა ლილვები	32
3.3.2. ბარბაცები	37
3.3.3. ცოციები და მათი გაწონასწორება	41
3.4. მრუდმხარა მანქანების დამცავი მოწყობილობა	42
3.4.1. ჭრაზე მომუშავე დამცავის გაანგარიშების ელემენტები	44
3.4.2. ფრიქციული დამცავის გაანგარიშების ელემენტები	45
3.4.3. ბარბაცას დამცავის გაანგარიშება	47
4. ძირითადი მრუდმხარა მანქანების (წნეხების) ტიპური კონსტრუქციები	49
4.1. მღუნავი მანქანები (ბულდოზერები)	49
4.1.1. ცოციაზე დასაშვები ძალის გრაფიკი	51
4.2. ჰორიზონტალურ-საჭედი მანქანები	53
4.2.1. ცოციები	56
4.3. მრუდმხარა წნეხები ცხლად შტამპვისათვის	58
4.4. მრუდმხარა ფურცელსაშტამპავი წნეხები	64
4.4.1. უბრალო ქმედების წნეხები	65
4.4.2. ორმაგი ქმედების წნეხები	67
4.5. მრუდმხარა-მუხლა საკეები წნეხები	68
ლიტერატურა	72

რედაქტორი ე. გიორგაძე
ტექნიკური რედაქტორი ნ. ცირეკიძე
კორექტორი ნ. დოლიძე
კომპიუტერული უზრუნველყოფა ხ. ქორთიაშვილის

გადაეცა წარმოებას 28.03.2005წ. ხელმონერილია დასაბეჭდად
25.11.2005წ. ქალაქის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი
4,6. სააღრიცხვო-საგამომცემლო თაბახი 3,75 ტირაჟი 100 ეგზ.
შეკვეთა № 304

•

გამომცემლობა „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი,
კოსტავას 77



სტუ-ს სტამბა, თბილისი, კოსტავას 75