

პროფ. ვ. ვ. გუბაშვილი  
ტიქნიკურ მეცნ. დოქტორი

# ს ა ვ რ ა ქ ვ ო რ ო და ს ა ა ვ ვ ო მ ო ბ ი დ ო ძ რ ა ვ ე ბ ი ს თ ე ო რ ი ა

შრომის წიგნი დროის ორდენის ლ. პ. ჯარის სახელობის საქართველოს  
სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის გამომცემლობა

წიგნში განხილულია დღეისათვის შიგაწვის ძრავის იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები. განხილულია აგრეთვე კარბურატორიანი და დიზელის ძრავების სამუშაო პროცესები და მოცემულია ამ პროცესების დამახასიათებელი პარამეტრების დამოკიდებულება კონსტრუქციული და საექსპლოატაციო ფაქტორებისაგან.

წიგნი განკუთვნილია საქართველოს ლ. პ. ბერიას სახ. სას.-სამ. ინსტიტუტის ს/მ მექანიზაციისა და ს. შ. კიჩოვის სახ. პოლიტექნიკური ინსტიტუტის მექანიკური ფაკულტეტების სტუდენტებისათვის.

## წინასიტყვაობა

ეს წიგნი დაწერილია შრომის წითელი დროშის ორდენის საქართველოს ლ. პ. ბერიას სახ. სას.-სამ. ინსტიტუტის ს/მ მექანიზაციის და ს. მ. კიროვის სახ. პოლიტექნიკური ინსტიტუტის მექანიკური ფაკულტეტებისათვის დამტკიცებული საავტომობილო და სატრაქტორო ძრავების თეორიის კურსის პროგრამების იმ ნაწილის შესაბამისად, რომელიც ეხება ძრავების სამუშაო პროცესებს.

წიგნში განხილულია დგუშიანი შიგაწვის ძრავის იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები. განხილულია აგრეთვე კარბურატორიანი და დიზელის ძრავების სამუშაო პროცესები და მოცემულია ამ პროცესების დამახასიათებელი პარამეტრების დამოკიდებულება კონსტრუქციული და საექსპლოატაციო ფაქტორებისაგან.

ამ დარგში რუსულ ენაზე გამოშვებული წიგნებისაგან განსხვავებით, წინამდებარე ნაშრომში საკითხების განხილვა შეფარდებულია მაღალმთიან პირობებში მანქანის მუშაობის თავისებურებასთან.

ამასთან დაკავშირებით წიგნის დაწერის დროს გამოყენებულია ავტორის მიერ რამდენიმე წლის განმავლობაში ჩატარებული კვლევები.

გამოყენებულია, აგრეთვე, ის კვლევები, რომლებიც ჩატარებული იყო უკანასკნელი წლების მანძილზე საქართველოს სას. სამ. ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრაზე დოც. გ. ა. ხანთაძის, დოც. ვ. კ. ბელეცკის, დოც. დ. ვ. პეტრიაშვილის, ასისტ. ვ. ა. ოქროპირიძისა და ასისტ. პ. ვ. მიქელაძის მიერ.

## შესავალი

თანამედროვე ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ძირითადად შიგაწვის ძრავებია გამოყენებული. ასეთი ძრავის შექმნის იდეა ჯერ კიდევ მეთვრამეტე საუკუნის ბოლოს ჩაისახა, ხოლო მომუშავე ძრავის განხორციელება მხოლოდ მეცხრამეტე საუკუნის ორმოცდაათიან წლებში მოხერხდა. ეს ძრავი აიროვან საწვავით მუშაობდა.

1879 წელს რუსმა მეზღვაურმა ი. ს. კოსტოვიჩმა გამოიგონა და განახორციელა, მსოფლიოში პირველი, ბენზინით მომუშავე ძრავი. კოსტოვიჩის ძრავი ავითარებდა 64 ცხენის ძალას და იწონიდა 192 კგ-ს.

აღსანიშნავია, რომ კოსტოვიჩმა პირველმა გამოიყენა საწვავი ნარევის აალებისათვის ელექტრონაპერწყალი.

ოთხი წლის დაგვიანებით შექმნილი, თხევად საწვავით მომუშავე, დაიმღერის ძრავი ავითარებდა მხოლოდ 16 ცხენის ძალას და ამავე დროს იწონიდა 416 კგ-ს.

ნათით მომუშავე ძრავების წარმოება რუსეთში დაიწყო 1892 წელს. 1893 წელს ჩიკაგოში მოწყობილ მსოფლიო გამოუენახე ამ ძრავებმა უმაღლესი ჯილდო მიიღო.

პირველი ოთხტაქტიანი ძრავი, რომელშიც საწვავის აალება ძლიერი კუმშვის შედეგად ხდება, აგებული იყო რუსეთში 1899 წელს. ეს ძრავი კონსტრუქციულად და სამუშაო პროცესის თვალსაზრისითაც ძირფესვიანად განსხვავდებოდა 1897 წელს დიზელის მიერ აგებული ძრავისაგან; მიუხედავად ამისა, რუსეთში აგებულ ძრავს დიზელი უწოდეს. ეს სახელწოდება დამკვიდრდა ლიტერატურაში და შერჩა ყველა ძრავს, რომელიც ძლიერი კუმშვის შედეგად აალების პრინციპით მუშაობს.

დიზელის მიერ აგებული ძრავი მუშაობდა მხოლოდ ნავთით, მაშინ როცა რუსეთში აგებულ ძრავს როგორც ნავთით, ისე ნედლი ნავთობით და სოლარის ზეთით შეეძლო მუშაობა.

ძრავის აგების პერიოდში დიზელის მიერ წამოყენებული იყო თეორიული საფუძვლები, რომლებიც შემდეგში არ გამართლდა. ასე, მაგალითად, დიზელი ფიქრობდა, რომ ასეთ ძრავში წვა მუდმივი ტემპერატურის პირობებში უნდა მიმდინარეობდეს; სინამდვილეში აღმოჩნდა, რომ წვა მიმდინარეობს მუდმივი წნევის დროს და სხვ.

1901 წელს რუსმა მეცნიერმა გ. ვ. ტრინკლერმა შექმნა ძრავი, რომლის ცილინდრში საწვავის შეფრქვევა შეკუმშული ჰაერისა და კომპრესორის

გარეშე ზორციელდებოდა. ასეთი ძრავი შერეული ციკლით მუშაობდა. მნიშვნელოვანი დაგვიანებით ასეთსავე ძრავზე მიიღო პატენტი ფრანგმა ინჟინერმა საბატემ.

1903 — 1908 წლების განმავლობაში რუსმა გამომგონებელმა ი. ვ. მამინმა ააგო ძრავები, რომელთა ცილინდრში საწვავის შეფრქვევა შეკუმშული ჰაერის გარეშე ხდებოდა. ეს ძრავები დანიშნული იყო იგივე მამინის მიერ შექმნილი ტრაქტორებისათვის.

შიგაწვის ძრავების კონსტრუქციის განვითარების საქმეში დიდი წვლილი შეიტანეს, აგრეთვე, მოსკოვის უმაღლესი ტექნიკური სასწავლებლის პროფესორებმა ვ. ი. გრინევეციმ და ა. ნ. შულესტმა.

ძრავის კონსტრუქციის განვითარებასთან ერთად, რუსმა მეცნიერებმა ბევრი გააკეთეს შიგაწვის ძრავის თეორიის ჩამოყალიბებისა და განვითარების საქმეში.

ჯერ კიდევ 1906 წელს პროფესორმა ვ. ი. გრინევიციმ დაამუშავა ძრავის თბური გაანგარიშების მეთოდი და ამით საფუძველი ჩაუყარა შიგაწვის ძრავების თეორიას. შემდეგში ეს თეორია განავითარეს და გაამდიდრეს რუსმა პროფესორებმა ნ. რ. ბრილინგმა, ე. კ. მაზინგმა და ბ. ს. სტეჩკინმა.

აღსანიშნავია, რომ შიგაწვის ძრავის თბური გაანგარიშების დამთავრებული მეთოდი საზღვარგარეთ მხოლოდ 1929 წელს გამოჩნდა.

დიდი ოქტომბრის სოციალისტური რევოლუციის შემდეგ სსრ კავშირში სწრაფი ტემპით დაიწყო შიგაწვის ძრავების ყოველმხრივი განვითარება.

აქ საქიროა დავასახელოთ ა. ა. მიკულინის, ბ. ს. სტეჩკინის, ნ. ნ. ბობროვის, ვ. ი. კლიმოვის და ა. დ. შვეცოვის მიერ შექმნილი საუკეთესო ძრავები.

ამემად სსრ კავშირს მსოფლიოში პირველი ადგილი უქირავს იაფფასიან მძიმე თხევად საწვავით მომუშავე ძრავების მქონე ტრაქტორების გამოშვებაში.

საბჭოთა კავშირში შექმნილია და გაშვებული ექსპლოატაციაში ისეთი პირველხარისხოვანი ძრავები როგორცაა: „КДМ—46“, „В—2“, „ДТ—54“, „ВД—35“, „ЗИС—110“, „ЗИС—120“, „ГАЗ—51“, „МАЗ—204“ და მრავალი სხვა.

კონსტრუქციასთან ერთად სწრაფად ვითარდება შიგაწვის ძრავების თეორიაც. მრავალი სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტი ყოველწლიურად ამდიდრებს ძრავების თეორიას ახალი, მაღალხარისხოვანი გამოკვლევებით. განსაკუთრებით აღსანიშნავია პროფესორების: ე. კ. მაზინგის, ნ. რ. ბრილინგის, ე. დ. ლვოვის, ვ. ი. სოროკო-ნოვიციკის, ბ. გ. ლიბროვიჩის, ა. ს. ორლინის, რ. ს. კინასოვილის და სხვების ღვაწლი, რომელთა შრომებმა უმაღლეს საფეხურზე აიყვანა შიგაწვის ძრავების თეორიული საფუძვლები.

## შიგაწვის ძრავის ტიპები

### § 1. ზოგადი განმარტებანი

ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ძირითადად ისეთი დგუშიანი ძრავებია გამოყენებული, რომლებშიაც საწვავის წვა უშუალოდ სამუშაო ცილინდრებში წარმოებს. ასეთ ძრავებს შიგაწვის ძრავები ეწოდება.

ცილინდრში საწვავის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად—შიგაწვის ძრავის მუშაობის პრინციპს წარმოადგენს.

წვის განხორციელებისათვის, ცილინდრში უნდა მოხვდეს ჟანგბადი და საწვავი. მაგრამ ცილინდრში სუფთა ჟანგბადის მიწოდება გამოიწვევს საწვავის გადამეტებულად სწრაფ წვას; ამის გამო წნევა მეტად მკვეთრად გაიზრდება, რაც ძრავის ნაწილებზე იმდენად ძლიერ დარტყმას მოახდენს, რომ ძრავის კონსტრუქციული განხორციელება შეუძლებელი გახდება. ამ გარემოების ასაცილებლად, სუფთა ჟანგბადის მაგიერ ცილინდრში შეჰყავთ ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც ჟანგბადთან ერთად ინერტულ აზოტს შეიცავს და, ამის გამო, წვის დასაშვებ სიჩქარეს იძლევა.

საკიროა შევნიშნოთ, რომ ასეთ პირობებში წვის სასურველ სიჩქარეს მიუღწევთ მხოლოდ მაშინ, როცა საწვავი კარგად იქნება შერეული ჰაერთან ან, როგორც ამბობენ, კარგად იქნება შემზადებული საწვავი ნარევი. წინააღმდეგ შემთხვევაში წვის სიჩქარე იმდენად მცირე იქნება, რომ ძრავი ხანგრძლივად ვერ იმუშავებს ან—იმუშავებს ცუდი მაჩვენებლებით.

ამიტომ ძრავის დიდი სიმძლავრისა და მაღალი ეკონომიურობის მისაღწევად საკიროა საწვავი ნარევის შექმნის პროცესს განსაკუთრებული ყურადღება მიექცეს.

სუფთა ჟანგბადის მაგიერ ატმოსფერული ჰაერის გამოყენება იმიტომაცაა ხელსაყრელი, რომ ამ შემთხვევაში ძლიერ მარტივდება ძრავის კვების სისტემა.

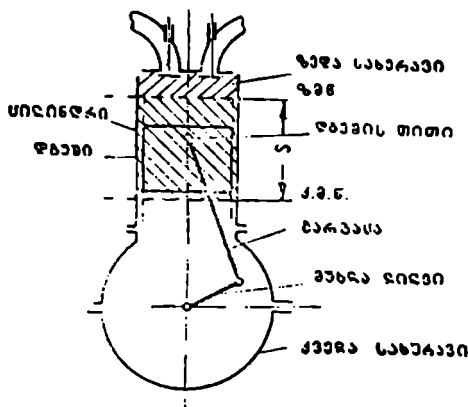
### § 2. დგუშიანი შიგაწვის ძრავის ძირითადი ხემა

დგუშიანი შიგაწვის ძრავის ძირითად სქემაში შედის (ნახ. 1): ცილინდრი, დგუში, დგუშის თითი, ბარბაცა, მუხლა ლილვი, ცილინდრის ზედა სახურავი და ცილინდრის ქვედა სახურავი.

ამ სქემის ძირითადი თავისებურება ისაა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის დროს დგუში ასრულებს უკუმქვევ გადატანით მოძრაობას და ლილვის ერთ შემობრუნებას შეესაბამება დგუშის ორი სვლა.

იმის მიხედვით, თუ როგორია ცილინდრში ჰაერისა და საწვავის მიწოდების წესი, საწვავი ნარევის აალების ხერხი, გამოყენებული საწვავის სახე და სხვ. ვლებულობთ შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა ტიპს.

მოცემული სქემა (ნახ. 1) გამოსახავს ერთცილინდრიან ძრავს. ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის უფრო ხშირად გამოყენებულია მრავალცილინდრიანი ძრავი, სადაც რამდენიმე ცილინდრს ერთი მუხლა ლილვი ემსახურება.



ნახ. 1. შიგაწვის ძრავის ძირითადი სქემა.

საინტერესოა აღვნიშნოთ, რომ დღუშინაი შიგაწვის ძრავის ძირითადი სქემა თითქმის უცვლელი დარჩა ამ ძრავის წარმოშობისა და განვითარების მთელი პერიოდის განმავლობაში.

შიგაწვის ძრავის წინაპრები წინასწარი კუმშვის გარეშე მუშაობდნენ; ასეთ ძრავებში ზემოდან ქვემოთ დღუშის მოძრაობის დროს საშუალოდ მდგომარეობამდე წარმოებდა საწვავი ნარევის შეშვება ცილინდრში; ნარევის აალება ხდებოდა დღუშის

საშუალოდ მდგომარეობაში, ხოლო ქვედა მდგომარეობამდე დღუშის შემდეგი მოძრაობისას სრულდებოდა მექანიკური მუშაობა.

მაშასადამე, საწვავი ნარევის წინასწარი კუმშვა განხილულ ძრავში არ ხდებოდა, რაც იყო იმის მიზეზი, რომ ასეთი ძრავები უმნიშვნელო სიმძლავრეს ავითარებდნენ და მეტად დაბალ მარგი ქმედების კოეფიციენტს იძლეოდნენ.

ხსენებული მიზეზის გამო, წინასწარი კუმშვის გარეშე მომუშავე ძრავებმა პრაქტიკული გამოყენება ვერ მიიღეს.

რამდენიმე ათეულმა წელმა განვლო, სანამ გამოგონებელთა აზრი შევიდოდა იმ დასკვნამდე, რომ ძრავისაგან დიდი სიმძლავრისა და მაღალი მარგი ქმედების კოეფიციენტის მისაღებად აუცილებელია აალებამდე საწვავი ნარევის წინასწარი შეკუმშვა.

საწვავი ნარევის წინასწარი კუმშვით მკვეთრად გაუმჯობესდა ძრავის მუშაობა და შეიქმნა ასეთი ძრავის სწრაფი განვითარების საფუძველი.

შიგაწვის ძრავის მუშაობისათვის იყენებენ თხევად ან აიროვან საწვავს და, აგრეთვე, მყარი საწვავისაგან აირგენერატორში მიღებულ აირს.

§ 3. ძრავის ძირითადი პარამეტრები

ძრავის ძირითადი პარამეტრებია:

1. დღუშის ხელა (A) და ცილინდრის დიამეტრი (D). მუხლა ლილვის ისეთ მდგომარეობაში, როდესაც დღუში იცვლის მიმართულებას, ე. ი. მისი სიჩქარე ნულის ტოლია, ვლებულობთ მკვდარ წერტილს. ადვილი წარმოსად-

$A_b$  — აირების მიერ შესრულებული მუშაობა გაგანიერების დროს.  
(პროცესი  $z-b$ ):

$A_3$  — კუმშვაზე დახარცული მუშაობა (პროცესი  $a-c$ ).

$\lambda, \mu$  პროცესი გამოსახავს აირების წინასწარ გაანგარიშებას მულტივი  
წნევის დროს, რის გამო:

$$A_{31} = p_s V_s - p_s V_c = p_s (V_s - V_c). \quad (110)$$

მუშაობა  $z-b$  უბანზე განისაზღვრება, როგორც  $n_b$  საშუალო მაჩვენებლის მქონე, გაგანიერების პოლიტროპის შესაბამისი მუშაობა

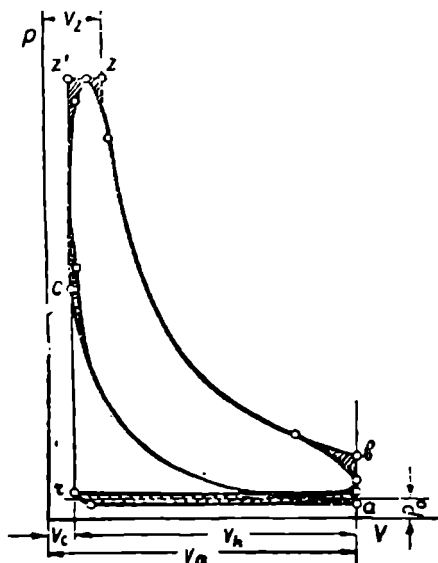
$$A_b = \frac{p_s V_s - p_b V_b}{n_b - 1}. \quad (111)$$

ანალოგიურად,  $a-c$  უბანზე დახარცული მუშაობა გამოთვლება, როგორც  $n_3$  საშუალო მაჩვენებლის მქონე, კუმშვის პოლიტროპის შესაბამისი მუშაობა

$$A_3 = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_3 - 1}. \quad (112)$$

მიღებული ტოლობების შეტანა (109) გამოსახულებაში მოგვცემს;

$$A = p_s (V_s - V_c) + \frac{p_s V_s - p_b V_b}{n_b - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_3 - 1}. \quad (113)$$



ნახ. 58. შერეული ციკლის ინდიკატორული დიაგრამა.

იმისათვის, რომ მიღებულ გამოსახულებას მივცეთ გამოყენებისათვის მოხერხებული სახე, გავიხსენოთ ზოგიერთი თანაფარდობა:

$$p_s = \lambda p_c; \quad V_s = V_c; \quad p_s = \frac{p_s}{\epsilon^{n_b}} = \frac{\lambda p_c}{\epsilon^{n_b}};$$

$$V_b = V_a = zV; \quad p_a = \frac{p_c}{\epsilon^{n_3}}.$$

დაწერილ თანაფარდობებში:

$\lambda$  — წნევის ზრდის ხარისხია;

$\rho$  — წინასწარი გაგანიერების კოეფიციენტი;

$\beta$  — გაგანიერების კოეფიციენტი.

(113) გამოსახულებაში მოყვანილი თანაფარდობების შეტანა მოგვცემს:



გენია, რომ გვექნება ორი მკვლარი წერტილი (დგუშის ორი განაპირა მდგომარეობა) — ზედა მკვლარი წერტილი (ზ. მ. წ.) და — ქვედა მკვლარი წერტილი (ქ. მ. წ.).

ძრავისათვის, რომლის ცილინდრები ჰორიზონტალურადაა განლაგებული (რაც ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე ძლიერ იშვიათად გვხვდება), შესაბამისად გვექნება — მარცხენა მკვლარი წერტილი და მარჯვენა მკვლარი წერტილი.

მკვლარ წერტილებს შორის მანძილს დგუშის სვლა ეწოდება:

დგუშის სვლასა და ცილინდრის დიამეტრს, ხშირად, ძრავის ძირითად ზომებს უწოდებენ.

2. ცილინდრის სამუშაო მოცულობა ( $V_A$ ). დგუშის ერთი სვლის განმავლობაში აღწერილ მოცულობას (მოცულობა მკვლარ წერტილებს შორის) ცილინდრის სამუშაო მოცულობა ეწოდება და განისაზღვრება ტოლობით:

$$V_A = \frac{\pi D^3}{4} S,$$

სადაც  $D$  არის ცილინდრის დიამეტრი,

$S$  — დგუშის სვლა.

3. კუმშვის კაშერის (საკანის) მოცულობა ( $V_c$ ). როდესაც დგუში ზედა მკვლარ წერტილშია, დგუშის ზემოთ მოყოლილი სივრცე კუმშვის კაშერის მოცულობას წარმოადგენს. ვინაიდან კუმშვის კაშერაში წვეც მიმდინარეობს, ამიტომ მას წვის კაშერასაც უწოდებენ.

4. ცილინდრის მთლიანი მოცულობა ( $V_s$ ). ცილინდრის სამუშაო მოცულობისა და კუმშვის კაშერის მოცულობის ჯამი ცილინდრის მთლიანი მოცულობას იძლევა; მაშასადამე,

$$V_s = V_A + V_c.$$

5. კუმშვის ხარისხი ( $\epsilon$ ). ცილინდრის მთლიანი მოცულობის შეფარდებას კუმშვის კაშერის მოცულობასთან ძრავის კუმშვის ხარისხი ეწოდება. ამრიგად:

$$\epsilon = \frac{V_s}{V_c} = \frac{V_A + V_c}{V_c} = \frac{V_A}{V_c} + 1.$$

კუმშვის ხარისხი ძრავის ძირითადი პარამეტრია და ახასიათებს ცილინდრში მიმდინარე სამუშაო პროცესს.

6. შევხების კოეფიციენტი ( $\eta_s$ ). ეს პარამეტრი ახასიათებს საწვავი ნარევი (ან ჰაერით) ცილინდრის შევსების ხარისხს და წარმოადგენს ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი საწვავი ნარევის (ან ჰაერის) წონის შეფარდებას საწვავი ნარევის (ან ჰაერის) იმ რაოდენობასთან, რომელიც მოთავსდებოდა ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში ატმოსფერული წნევისა და გარემოს ტემპერატურის პირობებში.

7. ჰაერის ხიკარბის კოეფიციენტი ( $\alpha$ ). ეს პარამეტრი გაზოიყენება საწვავი ნარევის ხარისხის შეფასებისათვის და წარმოადგენს ცილინდრში ჰაერის ნამდვილად მოხვედრილი რაოდენობის შეფარდებას ჰაერის იმ რაოდენობასთან, რომელიც თეორიულად საჭიროა ცილინდრში მოხვედრილი საწვავის სრული წვისათვის.

8. ძრავის ლიტრაჟი. ცილინდრების სამუშაო მოცულობების ჯამს, გამოსახულს ლიტრებში (კუბურ დეციმეტრებში), ძრავის ლიტრაჟი ეწოდება.

9. ინდიკატორული სიმძლავრე ( $N_1$ ). ძრავის იმ სიმძლავრეს, რომელსაც ის ავთარებს ცილინდრებში — ინდიკატორული სიმძლავრე ეწოდება.

10. ეფექტური სიმძლავრე ( $N_2$ ). ძრავის მუხლა ლილვზე განვითარებული სიმძლავრე წარმოადგენს ძრავის ეფექტურ სიმძლავრეს. ეფექტური სიმძლავრე მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმძლავრეზე, რადგანაც ინდიკატორული სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება ხახუნისა და სხვა მექანიკური წინაღობის დასაძლევად.

11. ლიტრული სიმძლავრე. ეს პარამეტრი გამოსახავს სიმძლავრეს, რომელიც შეესაბამება ძრავის ცილინდრების სამუშაო მოცულობის ერთ ლიტრს. ის გამოითვლება ეფექტური სიმძლავრისა და ძრავის ლიტრების ფარდობიდან.

12. მექანიკური მ. ქ. კ. ( $\eta_m$ ). ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას ძრავის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ეწოდება. ეს პარამეტრი ძრავში არსებული მექანიკური დანაკარგების შეფასების საშუალებას იძლევა.

13. ეფექტური მ. ქ. კ. ( $\eta_e$ ). ამ პარამეტრით ხდება დახარჯული სითბურის ენერჯის გამოყენების ხარისხის შეფასება. ის წარმოადგენს ძრავის სასარგებლო მუშაობის ეკვივალენტური სითბოს ფარდობას დახარჯულ სითბოსთან.

#### § 4. ძრავების კლასიფიკაცია

ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის გამოყენებული შიგაწვის ძრავების კლასიფიკაცია შეიძლება მოვახდინოთ შემდეგი ძირითადი ნიშნების მიხედვით.

1. გაშოუენებული ხაზვავის მიხედვით:

- ა) მსუბუქი თხევადი საწვავით (ბენზინი, ნავთი), მომუშავე ძრავები;
- ბ) მძიმე თხევადი საწვავით (დიზელის საწვავი, სოლარის ზეთი) მომუშავე ძრავები;
- გ) აიროვანი საწვავით (გენერატორის აირი, გათხევადებული აირი, შეკუმშული აირი.) მომუშავე ძრავები.

2. საწვავი ნარევის შექმნის ხერხის მიხედვით:

- ა) ძრავები ნარევის გარეწარმოქმნით, სადაც ნარევის შექმნა ცილინდრის გარეთ წარმოებს (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავები);
- ბ) ძრავები ნარევის შიგაწარმოქმნით, სადაც ნარევის შექმნა ცილინდრში ხდება (დიზელის ძრავები).

3. მუხტის აალებების ხერხის მიხედვით:

- ა) ძრავები ელექტროანთებით, სადაც მუხტის აალება ელექტრონაპერწყლით წარმოებს (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავები);
- ბ) ძრავები თვითაალებით, სადაც მუხტის აალება ძლიერი კუმშვის შედეგად წარმოებს (დიზელის ძრავები).

4. სამუშაო პროცესის მიხედვით:

- ა) ოთხტაქტიანი ძრავები;
- ბ) ორტაქტიანი ძრავები.

5. მუხლა დიდვის ბრუნთა რიცხვის მიხედვით:

- ა) ნელი სვლის ძრავები, რომელთა ბრუნთა რიცხვი წუთში არ აღემატება 1500-ს;
- ბ) სწრაფი სვლის ძრავები, რომელთა ბრუნთა რიცხვი წუთში მეტია 1500-ზე.

**6. ცილინდრების რაოდენობის შიხედვით:**

- ა) ერთცილინდრიანი ძრავები;
- ბ) მრავალცილინდრიანი ძრავები.

**7. ცილინდრების განლაგების მიხედვით:**

- ა) ძრავები ცილინდრების ვერტიკალური განლაგებით;
- ბ) ძრავები ცილინდრების ჰორიზონტალური განლაგებით;
- გ) ძრავები ცილინდრების V-ს მსგავსი განლაგებით.

ქვემოთ მოყვანილია (ცხრილი 1) მშობლიური წარმოების სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების მოკლე დახასიათება, რომელიც გვიჩვენებს ამ ძრავების აღვილს კლასიფიკაციაში.

ცხრილი 1

**მშობლიური წარმოების სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავების დახასიათება**

ძრავის მარკა	მანქანა, რომელზე- დაც გამოყენებულია ძრავი	საწარმის სახე	მუხტის აღუ- ბის ხერხი	ტაქტიანიობა	მუხლა ლილვის ბრუნვა რიცხვი წუთში	ცილინდრების განლაგება	ცილინდრების რაოდენობა
<b>კარბურატორიანი ძრავები</b>			ელექტრო- ნაქოქვა-	4-ტაქ- ტიანი		ვერ- ტიკა- ლური	
"ГАЗ—ММ"	ავტომობ. "ГАЗ—ММ"	ბენზინი	ლი	"	2800	"	4
"ЗИС—5"	" " "ЗИС—5"	"	"	"	2300	"	6
"ЗИС—120"	" " "ЗИС—150"	"	"	"	2400	"	6
"ГАЗ—51"	" " "ГАЗ—51"	"	"	"	2800	"	6
"М—20"	" " „მოხედა“	"	"	"	3600	"	4
"მოსკვირი"	" " „მოსკვირი“	"	"	"	3400	"	4
"ЗИС—110"	" " "ЗИС—110"	"	"	"	3600	"	8
"უნივერსალი"	ტრაქტ. "უნივერსალი"	ნავთი	"	"	1200	"	4
"1—ТА"	" " „СТЗ—НАТИ"	ნავთი	"	"	1250	"	4
<b>დიზელის ძრავები</b>			დიზელ- საწავი	თვითა- ლებით			
"КДМ—46"	ტრაქტორი "С—60"	"	"	"	1000	"	4
"КД—35"	" " "КД—35"	"	"	"	1400	"	4
"ДТ—54"	" " „ДТ—54“	"	"	"	1300	"	4
"ХТЗ—11"	" " „ХТЗ—11“	"	"	"	1600	"	1
"ЛАЗ—204"	ავტომობ. "ГАЗ—200" და "ЗИС—154"	"	"	2-ტაქ.	2000	"	4

ცხრილიდან ჩანს, რომ ამჟამად წარმოებაში მყოფი ავტომობილებისათვის ძირითადად გამოყენებულია ბენზინით მომუშავე ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავი, ტრაქტორებისათვის კი — ოთხტაქტიანი დიზელის ძრავი. ქვემოთ განხილულია შიგაწვის ძრავის ძირითადი ტიპები.

**§ 5. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავი**

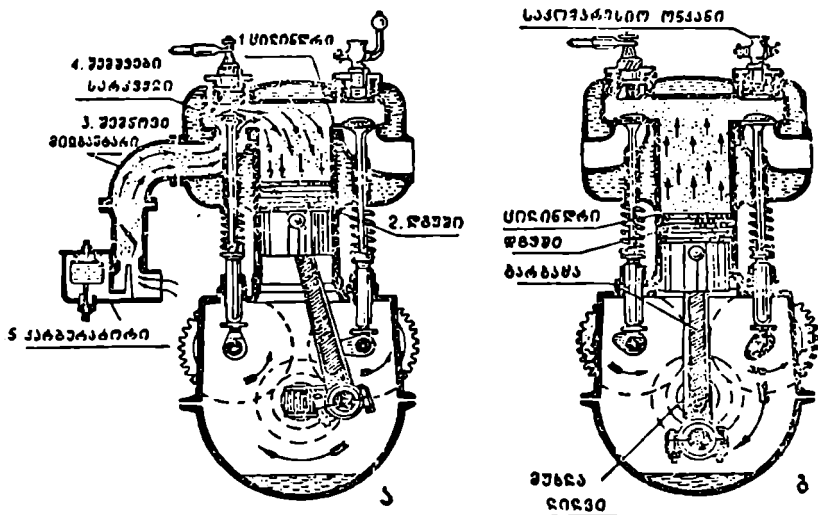
ოთხტაქტიან ძრავში სამუშაო პროცესი მუხლა ლილვის ორი შემოზრუნების, ანუ დგუშის ოთხი სეღის (ოთხი ტაქტის), განმავლობაში სრულდება.

ასეთ ძრავს აქვს ორი სარქველი, რომელთაგან ერთი შეერთებულია კარბურატორთან და დანიშნულია ცილინდრში საწვავი ნარევის შეშვებისათვის, მეორე კი — მაყუჩით შეერთებულია ატმოსფეროსთან და დანიშნულია ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოშვებისათვის.

ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის სქემა ნაჩვენებია მე-2 და მე-3 ნახ-ზე.

პირველი ტაქტი — სამუშაო ნარევის შეწოვა (ნახ. 2, ა) — სრულდება დგუშის მოძრაობისას ზედა მკვდარი წერტილიდან ქვედა მკვდარ წერტილამდე. ამ დროს წნევა ცილინდრში, გარეგან, ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლებია.

გარეგანი ჰაერის წნევისა და ცილინდრში არსებული წნევის სხვაობა აიძულებს ჰაერს გაიაროს კარბურატორი და შემშვები სარქველის გავლით შევიდეს ცილინდრში. კარბურატორში გავლის დროს ჰაერი იციინდება წმინდად გაფრქვეული და ნაწილობრივ აორთქლებული საწვავით და, ამგვარად, იქმნება საწვავი ნარევი.



ნახ. 2. ოთხტაქტიანი ძრავის მუშაობის სქემა: ა — შეწოვის პროცესი; ბ — კუმშვის პროცესი.

ცილინდრში შესული საწვავი ნარევი შეერევა, წინა სამუშაო პროცესის შემდეგ კუმშვის კამერაში ჩარჩენილ ნამუშევარ აირებს და ქმნის ეგრეთ წოდებულ სამუშაო ნარევის.

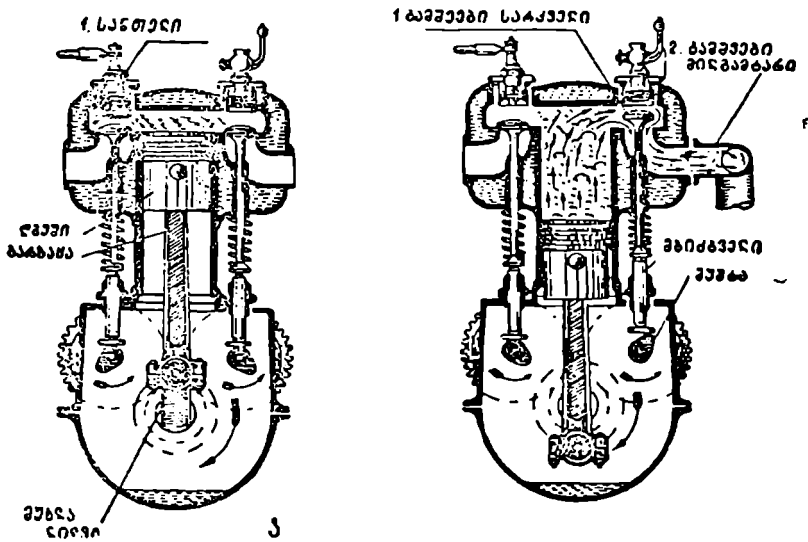
საყურადღებოა ის გარემოება, რომ ნარჩენი აირების ტემპერატურა მეტია საწვავი მასალის აალების ტემპერატურაზე; მიუხედავად ამისა, ცილინდრში შესვლისას საწვავი ნარევის აალება არ ხდება, რადგანაც პროცესი ძლიერ სწრაფად მიმდინარეობს და აალებამდე ნარჩენი აირების ტემპერატურა მნიშვნელოვნად მცირდება.

შეწოვის დამთავრების შემდეგ, როდესაც დგუში იმყოფება ქვედა მკვლარ-წერტილში, შეშვები სარქველი იხურება და იწყება მეორე ტაქტი — სამუშაო ნარევის კუმშვა (ნახ. 2, ბ).

როდესაც დგუში მიაღწევს ზედა მკვლარ წერტილს შეკუმშული სამუშაო ნარევი, სანთლის ელექტროდებს შორის შექმნილი ელექტრონაპერწყლის გავლენით ააღდება (ნახ. 3, ა). ნარევის წვის დროს გამოყოფილი სითბო კუმშვის კამერაში მყოფი აირის ტემპერატურისა და წნევის ზრდას გამოიწვევს. აირის წნევის გავლენით დგუში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას. ეს იქნება მესამე ტაქტი, ანუ სამუშაო სვლა.

სამუშაო სვლის დამთავრებისას, ცილინდრის შიგა სიერცის გაწმენდის მიზნით, სრულდება მეოთხე ტაქტი — ნამუშევარი აირების განდევნა (ნახ. 3, ბ). ამ დროს იღება გამომშვები სარქველი, დგუში მოძრაობს ქვემოთ და ნამუშევარი აირები ჰარბი წნევის გამო განიღვენება ატმოსფეროში.

ამრიგად, ოთხტაქტიან კარბურატორიან ძრავში ერთი სამუშაო სვლის ან, რაც იგივეა, გაფართოების ერთი ტაქტის მისაღებად საჭიროა სამი მოსამზადებელი ტაქტი: საწვავი ნარევის შეწოვა, ნარევის კუმშვა და სამუშაო სვლის შემდეგ, ნამუშევარი აირების განდევნა. მოსამზადებელი ტაქტების განმავლობაში აირის შეწოვაზე, კუმშვასა და განდევნაზე მუშაობა იხარჯება:



ნახ. 3. ოთხტაქტიანი ძრავის მუშაობის სქემა: ა — შეკუმშული ნარევის ააღება; ბ — ნამუშევარი აირის განდევნა.

მხოლოდ ერთი ტაქტის — სამუშაო სვლის — განმავლობაში ასრულებს აირი მუშაობას. ძრავის მუშაობის ასეთი უთანაბრობის გამო, საჭიროა ისეთი მოწყობილობის გამოყენება, რომელიც დააგროვებს ან, როგორც ამბობენ, მოახდენს სამუშაო სვლის დროს მიღებული მექანიკური ენერჯის აკუმულებას და

დახარჯავს მას მოსამზადებელი ტაქტებისა და სხვა წინაღობათა დასაძლევად. მექანიკური ენერჯის აკუმულებას ძრავში აწარმოებს მქნევეარა, რომელიც ძრავის მუხლა ლილვზე დასმულ ლითონის მიძიმე ბორბალს წარმოადგენს. საკირო მომენტებში სარქველების გაღებისა და დახურვისათვის ძრავში გამოყენებულია აირის გამწაწილებელი მექანიზმი, ელექტრონაპერწყლის მისაღებად კი — ელექტროანთების სისტემა.

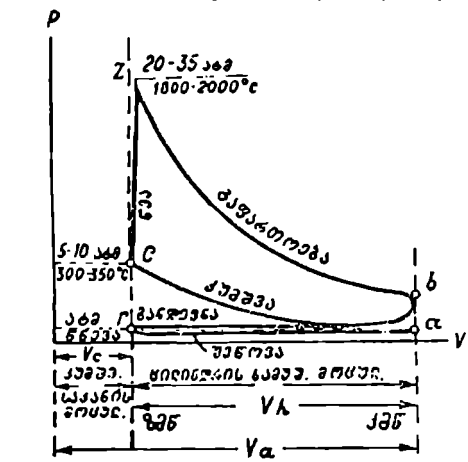
გარდა ამისა, ძრავს სჭირდება შეზეთვისა და გავრილების სისტემები. ცილინდრში მიმდინარე პროცესები რთული პროცესებია და მათი ზუსტი წარმოდგენა აზროვნებაში მეტად ძნელია. ამიტომ, პროცესების დეტალური ანალიზისა და შესწავლისათვის საკიროა ცილინდრში მიმდინარე პროცესების ასახვა დიაგრამის სახით.

ძრავის სამუშაო ციკლის განხილვა ხელსაყრელია ინდიკატორული დიაგრამის საშუალებით, რომელზედაც დგუშის სელის მიხედვით გამოსახულია ცილინდრში წნევის ცვალებადობის მრუდი.

ინდიკატორული დიაგრამის აღება მომუშავე ძრავიდან სპეციალური ხელსაწყოს — ინდიკატორის — დახმარებით წარმოებს.

მე-4 ნახ-ზე ნაჩვენებია ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის სანიმუშო ინდიკატორული დიაგრამა. ამ დიაგრამის ჰორიზონტალურ ღერძზე გადაზომილია აირის მოცულობის სიდიდეები დგუშის მდებარეობის შესაბამისად, ვერტიკალურ ღერძზე კი — აირის წნევა ატმოსფეროებში.

საწვავი ნარევის შეწოვის პროცესის წნევა უდრის  $0,8 \pm 0,9$  ატ (თუ სადროსელო მისათარი მთლიანადაა ღია). სუთთა საწვავი ნარევი, კუმშვის



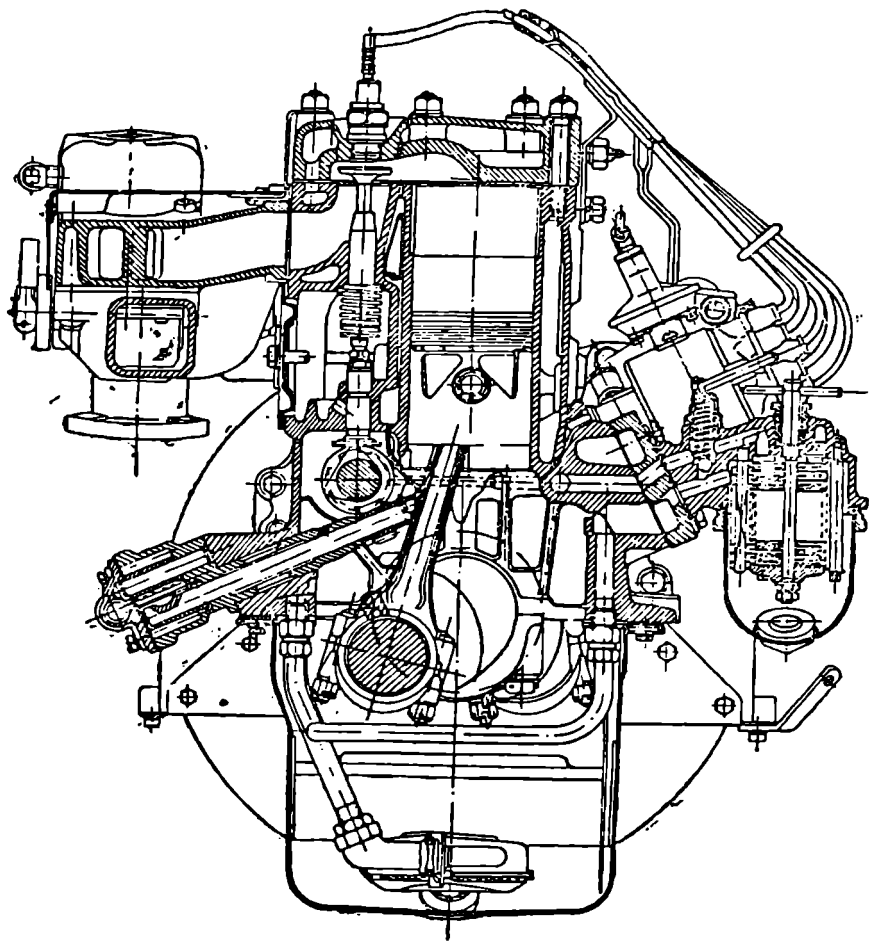
კამერაში ჩარჩენილ ცხელ ნამუშევარ აირთან შერევისა და ძრავის გახურებულ ნიწილებთან შეხების გამო, ცხელდება  $100-120^{\circ}\text{C}$ -მდე.

კუმშვის დროს ნარევის ტემპერატურა აღწევს  $300-350^{\circ}\text{C}$ -მდე, წნევა კი იზრდება  $5-10$  ატ-მდე. კუმშვის ტაქტი აუცილებელია ძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტის გასაზრდელად, რადგანაც კუმშვის გაძლიერებით აირის წნევა და ტემპერატურა ფეთქების დროს მატულობს. ეს გარემოება ხელს უწყობს მექანიკურ მუშაობად სითბოს მეტი რაოდენობის გარდაქმნას.

ნახ. 4. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა.

სამუშაო ნარევის აალებსას კუმშვის კამერაში ტემპერატურა შევეთრად იზრდება და  $1800-2000^{\circ}\text{C}$ -მდე აღწევს. აირის წნევააც ასევე იზრდება  $20-35$  ატ-მდე. აირის წნევის გავლენით დგუში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს სამუშაო სელას.

ზედა მკვლარი წერტილიდან ღვუშის გადაადგილების შესაბამისად, მოცულობა მატულობს და აირის წნევა თანდათან მცირდება. როდესაც ღვუშში მიუახლოვდება ჰერმეტიკი მკვლარ წერტილს, წნევა ცილინდრში უცემა 3—4  
 (- 1000°C-მდე.



ნახ. 5. სატვირთო ავტომობილის „ГАЗ-51“-ის ძრავის განივი კრილი.

სამუშაო სვლის ბოლოს იღება გამომშვები სარკველი, აირის წნევა აღწევს 1,1--1.2 ატ. და იწყება განდევნის ტაქტი. სარკველიდან გამოსვლისას ნამუშევარი აირის ტემპერატურა უდრის 60)–800°C.

კარბურატორიანი, ოთხტაქტიანი ძრავი ძირითადად გამოყენებულია ავტომობილებისათვის და ნავთით მომუშავე ზოგიერთი ტრაქტორისათვის.

მე-5 ნახ-ზე, მაგალითისათვის, ნაჩვენებია სატვირთო ავტომობილის „ГАЗ—51“-ის ოთხტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის განივი კრილი.

გენერატორულ, შეკუმშულ ან გათხევადებულ აირით მომუშავე ოთხტაქტიანი ძრავის სქემაც ოთხტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის სქემის ანალოგიურია.

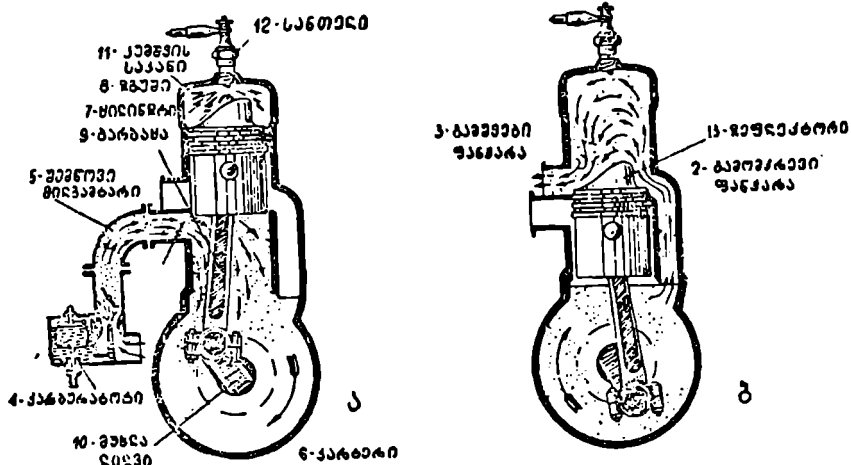
ასეთ ძრავებში კარბურატორის მაგიერ მოწყობილია შემრევი, სადაც წარმოებს ჰაერისა და აირის შერევა, ე. ი. საწვავი ნარევის შემზადება.

## § 6. ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავი

ორტაქტიან ძრავში სამუშაო სვლა მუხლა ლილვის ყოველ შემობრუნებისას, ან რაც იგივეა, დგუშის ორი სვლის განმავლობაში სრულდება, რაც წარმოადგენს ორტაქტიანი ძრავის უპირატესობას ოთხტაქტიან ძრავთან შედარებით, სადაც ერთი სამუშაო სვლის მისაღებად საჭიროა მუხლა ლილვის ორი შემობრუნება ე. ი. დგუშის ოთხი სვლა.

ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის სქემა ნაჩვენებია მე-6 ნახ-ზე.

ორტაქტიანი ძრავისაგან განსხვავებით, განსახილველ ძრავს არა აქვს სარკველები და მათ მაგიერ ცილინდრში მოწყობილია ხერტილები (ფანჯ



ნახ. 6. ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის სქემა.

რები). გარდა ამისა, ასეთ ძრავს აქვს მქიდროდ დახურული კარტერი, რომელიც დანერბნი ტუმბოს მოვალეობას ასრულებს.

ცილინდრის კედლებში სულ სამი ფანჯარაა მოწყობილი (ნახ. 6): შემშვები, გამომქრევი და გამომშვები. შემშვები ფანჯარის საშუალებით (ნახ. 6, ა)



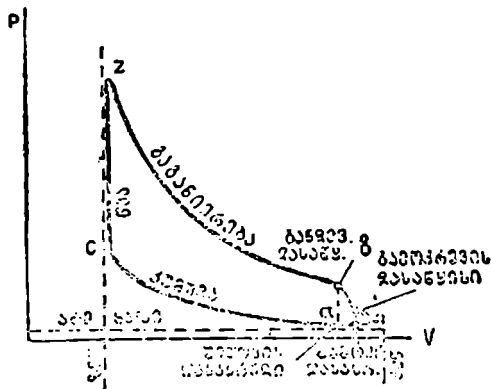
ხდება საწვავი ნარევის შეწოვა კარბურატორიდან კარტერში, იმ გაუხშობის ხარჯზე, რომელიც ღვუშის ზემოთ მოძრაობისას იქმნება კარტერში.

გამომქრევი ფანჯარა აერთებს კარტერის სიერტეს ცილინდრთან მაშინ, როდესაც ღვუში ქვედა მდგომარეობაშია.

გამომშვები ფანჯარა შეერთებულია ატმოსფეროსთან და სამუშაო სელის დასასრულს მასში ნამუშევარი აირები განიღვებება (ნახ. 6, ბ).

ორტაქტიანი ძრავის მუშაობა შემდეგნაირად მიმდინარეობს: ქვემოდან ზემოთ ღვუშის მოძრაობის დროს ცილინდრში მოყოლილი ნარევი იკუმშება და კუმშვის დასასრულს ფეთქდება ელექტრონაპერწყლის დახმარებით ისევე, როგორც ოთხტაქტიან ძრავში. წვის დროს გამოყოფილი სითბო ზრდის წვის კამერაში მყოფ აირის ტემპერატურას, რის გამო მისი წნევა იზრდება 18—20 ატ-მდე. აირის წნევის გავლენით ღვუში მოძრაობს ქვემოთ და ასრულებს სამუშაო სელას. სამუშაო სელის დასასრულს (ქვედა მკედარ წერტილზე აღრე), ღვუში გამშვებ ფანჯარას აღებს და ნამუშევარი აირი დიდი სიჩქარით გარეთ გამოდის.

ქვემოთ ღვუშის შემდგომი დაშვებით კარტერის სიერტესთან შეერთებული გამომქრევი ფანჯარა იღება და კარტერში მყოფი სუსტად შეკუმშული საწვავი ნარევი იწყებს ცილინდრში შესვლას. ღვუშის ზედა მხარეს მოწყობილია შვერი — ეგრეთ წოდებული დეფლექტორი, რომლის დანიწნულებაა მისცეს სუფთა ნარევის მიმართულება ზემოთ, ხელი შეუწყოს ცილინდრის კარგ გასუფთავებას ნამუშევარი აირისაგან და არ დაუშვას სუფთა ნარევის უშუალო დენა გამშვებ ფანჯარაში. გამომქრევი ფანჯარიდან ცილინდრში მოხვედრილი ნარევი იკუმშება ღვუშის ზემოთ მოძრაობის დროს; ერთდროულად კარტერის შიგა სიერტეში ღვუში ქმნის გაუხშობებს და ანხორციელებს საწვავი ნარევის შეწოვას. ამის გამო, კარტერის მქიდრო დახურვა ორტაქტიანი ძრავის ნორმალური მუშაობის აუცილებელ პირობას წარმოადგენს.



ნახ. 7. ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა.

ამრიგად — პირველი ტაქტის განმავლობაში (ღვუშის მოძრაობისას ზემოდან ქვემოთ) სრულდება სამუშაო სელა, ნამუშევარი აირის განღვება, და კარტერიდან ცილინდრში საწვავი ნარევის შეწოვა — მეორე ტაქტის განმავლობაში კი (ღვუშის მოძრაობისას ქვემოდან ზემოთ) წარმოებს ცი-

ლინდრში მოხვედრილი ნარევის კუმშვა და კარბურატორიდან კარტერში ახალი ნარევის შეშვება.

ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა ნაჩვენებია მე-7 ნახ.ზე.

ოთხტაქტიან ძრავთან შედარებით ორტაქტიანი ძრავის უპირატესობანია: 1) დამხმარე სელების ნაკლები რაოდენობა; 2) კონსტრუქციის სიმარტივე და 3) საიმედო მუშაობა. გარდა ამისა, ცილინდრის ერთი და იმავე ზომებისა და ტონიური ბრუნთა რიცხვების დროს, ორტაქტიანი ძრავის სიმძლავრე  $50 \div 60\%$ -ით მეტია ოთხტაქტიანი ძრავის სიმძლავრესთან შედარებით.

ორტაქტიანი ძრავის უარყოფითი თვისებებია: 1) საწვავი ნარევის აუცილებელი კარგვა გამომშვები მილიდან; 2) ცილინდრების ცუდი გასუფთავება ნამუშევარი აირისაგან; 3) სამუშაო სელების დიდი სიხშირის გამო ღვუშის გადახურება და ცილინდრის გაგრილების სირთულე.

ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავები უმთავრესად მოტოციკლეტებისათვისაა გამოყენებული.

## § 7. ძრავი ასანთი ბირთვით

სამუშაო პროცესის მიხედვით ასეთი ძრავები ემსგავსება კარბურატორიან ორტაქტიან ძრავებს, იმ განსხვავებით, რომ განსახილველი ძრავის ცილინდრში საწვავი ნარევის მაგიერ სუფთა ჰაერის შეშვება წარმოებს.

ასანთი ბირთვის დანიშნულებაა ხელი შეუწყოს ცილინდრში მყოფ ჰაერის გაცხელებას საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე რამდენიმედ მეტად; ამით უზრუნველყოფილი იქნება კუმშვის კამერაში შეფრქვეული საწვავის აალება ელექტრონაპერწყლის გარეშე. ამკარაა, რომ განსახილველი ძრავის გაშვებისათვის საჭირო იქნება ასანთი ბირთვის წინასწარი გაცხელება. ძრავის ამუშავების შემდეგ, სამუშაო პროცესის მიმდინარეობის გამო, ასანთი ბირთვი ინარჩუნებს საჭირო ტემპერატურას.

ძრავები ასანთი ბირთვით დაბალი კუმშვის ძრავებია და მათი კუმშვის ხარისხი არ აღემატება სიდიდეს  $\epsilon = 7$ . ისინი გავრცელებულია სოფლის მეურნეობაში სტაციონარულ სამუშაოთა შესასრულებლად.

ძრავის სამუშაო პროცესი შემდეგნაირად სრულდება: ცილინდრში ჰაერის კუმშვის დროს (ნახ. 8), ზედა მკვდარ წერტილთან ღვუშის მისვლამდე ( $60 \div 120^\circ$  მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის მიხედვით), ფრქვევანადან ასანთ ბირთვში შეიფრქვევა საწვავი (ნავთობი). ასანთი ბირთვის გავლენით საწვავი ორთქლდება, ერევა შეკუმშულ ჰაერს და ჰქმნის სამუშაო ნარევის. კუმშვის დასასრულს ხდება ნარევის აალება, წვა ვრცელდება აირის მთელ მასაზე და იწვევს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას. წვის დასასრულს წნევა აღწევს  $20 \div 25$  ატ-ს, ტემპერატურა კი  $1300 \div 1600^\circ\text{C}$ .

აირის წნევის გავლენით ღვუში მოძრაობს ქვემოთ. აირი ფართოვდება და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას. გაფართოების დროს აირის წნევა და ტემპერატურა მცირდება.

როდესაც დგუში ზედა მკვდარი წერტილიდან თავისი სელის, დაახლოებით ოთხ მეხუთედს გაივლის, მაშინ იღება ცილინდრის კედელში მოწყობილი გამომშვები ფანჯარა. ამ მომენტისათვის წნევა ცილინდრში საშუალოდ 2,5 ატმოსფეროს ტოლია. ცილინდრში არსებული და გარემოს წნევათა სხვაობის გამო, აირი დიდი სიჩქარით გამოდის გარეთ და აირის წნევა ცილინდრში  $1,05 \div 1,1$  ატმოსფერომდე ეცემა.

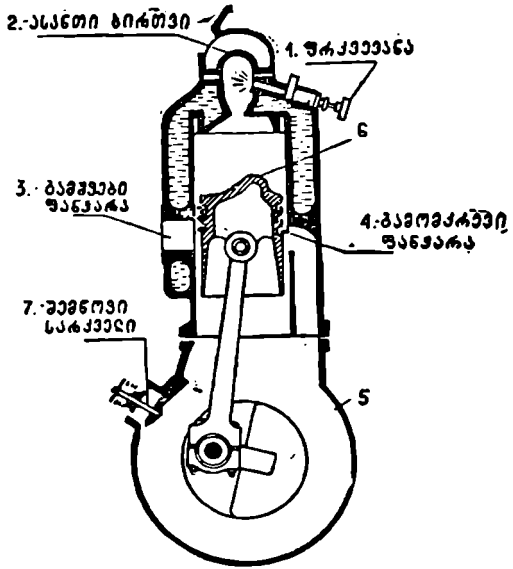
როდესაც, თავისი სელის დაახლოებით ერთ მეათედ მანძილზე დგუში კიდევ გადაადგილდება ქვემოთ, იღება გამომქრევი ფანჯარა (მოთავსებული გამომშვები ფანჯარის პირდაპირ) და ცილინდრში იწყებს შესვლას, წინასწარ კარტერში  $1,15 \div 1,2$  ატმოსფერომდე შეკუმშული ჰაერი. დგუშზე მოწყობილი დეფლექტორის გავლენით ჰაერი მიემართება ზემოთ და ხელს უწყობს ცილინდრიდან ნამუშევარი აირის გამოდევნას.

ცილინდრში შესული ჰაერისა და ნამუშევარი აირის წნევათა მცირე სხვაობა ( $0,05 \div 0,1$  ატ.) საესებით საკმარისია ცილინდრის გამომქრევისათვის (გაწმენდისათვის). წნევათა დიდმა სხვაობამ შეიძლება შექმნას ძლიერი გრიგალური მოძრაობა ცილინდრში, რაც გააუარესებს გამომქრევის პროცესს.

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

ამრიგად, აღწერილ ძრავში სამუშაო პროცესი სრულდება დგუშის ორი სელის, ანუ ორი ტაქტის განმავლობაში. პირველი ტაქტის დროს ხდება საწვავის წვა და აირის გაფართოება, რომლის ბოლოს იწყება ნამუშევარი აირის განდევნა და ცილინდრის გამომქრევა სუფთა ჰაერით. მეორე ტაქტის დროს კი — გამომქრევისა და ნამუშევარი აირის განდევნის დამთავრება, ჰაერის კუმშვა და სამუშაო ნარევის შექმნა ცილინდრში.

პროცესი კარტერში არსებითად არაფრით განიხილება იმ პროცესისაგან, რომელიც აღწერილი იყო ორტაქტიანი, კარბურატორიანი ძრავების განხილ-



ნახ. 8. ასანთი ბირთვის მქონე ძრავის სქემა.

ვის დროს; განსხვავება მხოლოდ ისაა, რომ აქ, კარტერში საწვავი ნარევის მაგიერ შედის სუფთა ატმოსფერული ჰაერი.

ძრავის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა ნარევის აალება ზუსტად განსაზღვრულ მომენტში მოხდეს. ნაადრევი ან დაგვიანებული აალება იწვევს ძრავის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირებას. აალების მომენტის რეგულებას აწარმოებენ ან ასანთი ბირთვის გაგრილების ინტენსიობის ცვალებადობით, ანდა შეფრქვეული საწვავის მიმართულების შეცვლით.

ძრავი ასანთი ბირთვით, აეტომობილებისათვის არ გამოიყენება; გამო-  
ნაკლის შემთხვევაში ის გვხვდება ზოგიერთ ტრაქტორზე (მაგალითად, ტრაქ-  
ტორი „ლანც-ბულდოგი“).

ასეთი ძრავების დადებითი მხარე კონსტრუქციისა და მოვლის სიმარტი-  
ვეა; მაგრამ ამავე დროს მათ ახასიათებს ისეთი დიდი უარყოფითი თვისე-  
ბები, როგორცაა დაბალი ეკონომიურობა, წვის პროცესის არასრულყოფი-  
ლობის გამო დიდი ბრუნთა რიცხვის მიღწევის შეუძლებლობა, გაძნელებული  
გაშვება და სხვ.

## § 8. დიზელის კომპრესორიანი ძრავი

კარბურატორიანი ძრავისაგან განსხვავებით დიზელის ძრავის ცილინდრ-  
ში, წინასწარ გამზადებული საწვავი ნარევის მაგიერ, სუფთა ატმოსფერული  
ჰაერი შეიწოვება. კარბურატორიან ძრავში კუმშვის ხარისხის ზრდის შე-  
საძლებლობა შეზღუდულია საწვავი ნარევის თვითაალების ტემპერატურითა  
და ეგრეთ წოდებული დეტონაციით. დიზელის ძრავში, საწვავი ნარევის მა-  
გიერ ჰაერის კუმშვის გამო, ასეთი შეზღუდვა არ არსებობს და შესაძლებელია  
მაღალი კუმშვის ხარისხის ( $\epsilon = 14 \div 18$ ) განხორციელება. მაღალი კუმშვის  
ხარისხი ზრდის ძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტს. გარდა ამისა, ასეთ  
ძრავში კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურა საწვავის თვითაალების  
ტემპერატურაზე მეტია, რის გამოც ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი თავის-  
თავად იწყებს წვას.

დიზელის ძრავი შეიძლება იყოს როგორც ოთხტაქტიანი, ისე ორტაქ-  
ტიანიც. მე-9 ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის ოთხტაქტიანი კომპრესორიანი ძრავ-  
ის სქემა.

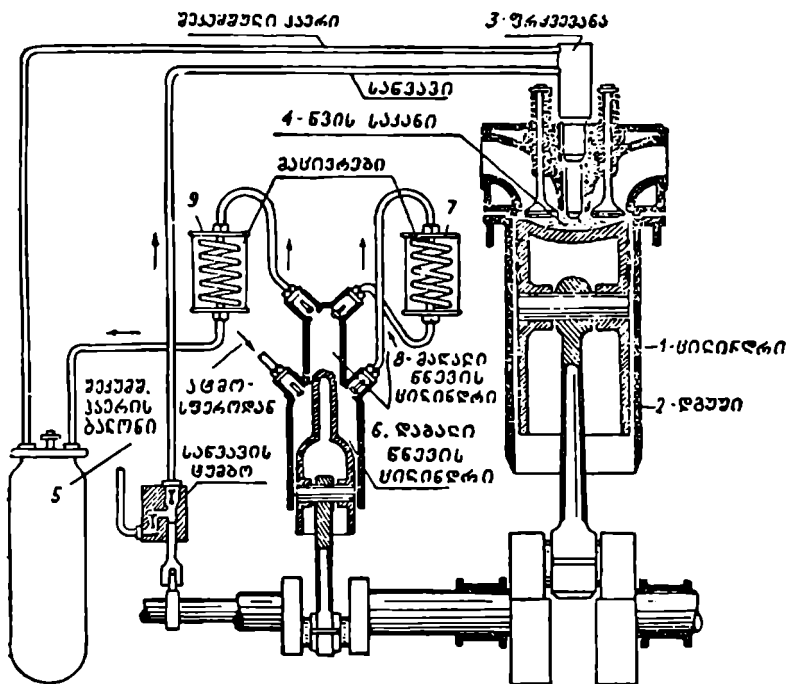
შეწოვის პროცესი ხორციელდება დგუშის მოძრაობით ზემოდან ქვემოთ,  
როდესაც ცილინდრში წნევისა და გარემოს წნევის სხვაობის გამო, ჰაერი,  
ჰაერმწმენდისა და შენშებები სარქველის გავლით, მიისწრაფვის ცილინდრისა-  
კენ. როცა დგუში გაიწლის ქვედა მკედარ წერტილს, შენშებები სარქველი  
ინჰერება და იწყება კუმშვა. ამ დროს ცილინდრი შევსებულია განდევნის  
შემდეგ წვის კამერაში ჩარჩენილ ნამუშევარ აირთან შერეული ჰაერით.

ნარჩენ აირთან შერეული ჰაერის კუმშვა მიზდინარეობს დგუშის მოძ-  
რაობისას ქვემოთ ზემოთ. ძლიერი კუმშვის შედეგად წნევა კუმშვის და-  
სასრულს წინშენგლონად იზრდება და  $35 \div 40$  ატმოსფეროს აღწევს, ხოლო  
ტემპერატურა, დაახლოებით,  $600^{\circ}\text{C}$  უდრის.

როდესაც ღვეში მიუახლოვდება ზედა მკვდარ წერტილს, მაშინ შეკუმშულ და ძლიერ გახელებულ ჰაერში საწვავის შეფრქვევა ხდება. საწვავის წმინდა გაფრქვევა და წვის კამერაში მყოფ შეკუმშულ ჰაერთან კარგი შერევა ხორციელდება ფრქვევანით, სპეციალური ბალონიდან მიწოდებული შეკუმშული ჰაერის დახმარებით.

ჰაერის წნევა ფრქვევანაში მეტია, ვიდრე ცილინდრში და საწვავის ხარისხის ან ძრავის დატვირთვის მიხედვით, დაახლოებით, 50 — 60 ატმოსფეროს უდრის.

ასეთი წესით შემზადებული ნარევის წვა გრძელდება ზედა მკვდარი წერტილიდან ღვეშის სვლის თითქმის  $\frac{1}{6}$  მანძილზე. ტემპერატურა წვის დასასრულს აღწევს  $1600 \div 1800^{\circ}\text{C}$ -მდე, წნევა კი წვის პროცესის განმავლობაში, აირის მოცულობის ზრდის გამო, დაახლოებით მუდმივი რჩება.



ნახ. 9. დიზელის ოთხტაქტიანი კომპარესორიანი ძრავის სქემა.

საწვავის მიწოდების შეწყვეტის შემდეგ აირი განაგრძობს გაფართოებას, იწვება ღვეშს ქვემოთ და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას; ამ დროს მცირდება აირის წნევა და ტემპერატურა. როცა ღვეში ქვედა მკვდარ წერ-

ტილს უახლოვდება აიროს წნევა შემცირებულია  $3 \div 4$  ატმოსფერომდე, ტემპერატურა კი —  $800-900^{\circ}\text{C}$ -მდე.

ნამუშევარი აიროს განდევნა იწყება გამომშვები სარქველის გაღების მომენტიდან. იმის გამო, რომ ამ დროს წნევა ცილინდრში მნიშვნელოვნად აღემატება გარემოს წნევას, ნამუშევარი აირი იწყებს გამოდენას დიდი სიჩქარით და როცა დგუში უკვე ქვემოდან ზემოთ მიემართება, მისი წნევა ეცემა  $1,1 \div 1,2$  ატმოსფერომდე; ასეთი წნევა რჩება განდევნის ტაქტის ბოლომდე. განდევნის დროს ტემპერატურაც მცირდება და გამომშვები სარქველიდან გამოსვლისას ნამუშევარი აირების ტემპერატურა  $500 \div 600^{\circ}\text{C}$  უდრის.

ფრქვევიანიდან საწვავის გამოფრქვევისათვის საჭირო შეკუმშული ჰაერი მიიღება კომპრესორიდან, რომელიც ძრავს მოჰყავს მოძრაობაში. კომპრესორის სქემა (ძრავთან ერთად) ნაჩვენებია მე-9 ნახ-ზე.

სქემაზე გამოსახულია ორმაგი კუმშვის ანუ ეგრეთ წოდებული ორსაფეხურიანი კომპრესორი, რომელიც ორი ცილინდრისაგან შედგება. უფრო დიდი დიამეტრის მქონე ქვედა ცილინდრს დაბალი კუმშვის ცილინდრი ეწოდება; მასში ჰაერი იკუმშება  $12-15$  ატმოსფერომდე. პირველი ცილინდრიდან ჰაერი გადადის მაცივრის გავლით მეორე, მცირე დიამეტრის მქონე, მაღალი წნევის ცილინდრში, სადაც იკუმშება საბოლოო წნევამდე ( $50 \div 60$  ატმოსფერომდე). მაღალი წნევის ცილინდრიდან ჰაერი (რომლის ტემპერატურა კუმშვის გამო გაზრდილია) წინასწარ მაცივარში გავლისა და, მაშასადამე, გაგრილების შემდეგ—ბალონში შედის.

საწვავის პნევმატიკური გაფრქვევით მომუშავე კომპრესორიანი ძრავის დადებით თვისებებად ითვლება:

1. ნარევის კარგი შერევა;
  2. ფრქვევანისა და ტუმბოს აღნაგობის შედარებითი სიმარტივე და მათი საიმედო მუშაობა;
  3. დაბალი ხარისხის მძიმე საწვავის გამოყენების შესაძლებლობა;
  4. დამაკმაყოფილებელი ეკონომიურობა.
- ამავე დროს კომპრესორიან ძრავს აქვს არსებითი ნაკლოვანებანიც; სახელობრ:

1. ძრავის დიდი გაბარიტული ზომები, რაც დაკავშირებულია კომპრესორის არსებობასთან;
2. მოვლის სირთულე;
3. შეკუმშული ჰაერის მიღებით გამოწვეული დიდი მექანიკური დანაკარგები.

სწორედ კომპრესორის არსებობა გახდა იმის მიზეზი, რომ ასეთი ძრავების გამოყენება ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ვერ მოხერხდა.

ტრაქტორებისა და ავტომობილებისათვის ამჟამად დიზელის ისეთი ძრავებია გამოყენებული, სადაც საწვავის შეფრქვევუ ფრქვევიანიდან, შეკუმშული

ჰაერის და, მაშასადამე, კომპრესორის დაუხმარებლად ხდება; ასეთ ძრავებს დიზელის უკომპრესორო ძრავები ეწოდება.

### § 9. დიზელის უკომპრესორო ძრავი

ისეთი უკომპრესორო ძრავის შექმნა, სადაც ცილინდრში საწვავის შეფრქვევა შეკუმშული ჰაერის გამოყენების გარეშე მოხდებოდა, დიდი ხნის განმავლობაში ვერ მოხერხდა.

ცილინდრში საწვავის უშუალო შეფრქვევას, შეკუმშული ჰაერის დაუხმარებლად, ელობებოდა შემდეგი სიძნელეები:

1. ერთი ციკლისათვის საჭირო საწვავის მეტად მცირე მოცულობის გამო, ცილინდრში შესაფრქვევი საწვავის დოზირების განხორციელების სირთულე;

2. საწვავის წმინდად გაფრქვევისა და მისი ჰაერთან კარგი შერევის მიღწევის სიძნელე;

3. საწვავის მიმწოდებელი სისტემის დამზადებასთან დაკავშირებული საწარმოო ხასიათის სიძნელეები.

მაშინ, როცა კომპრესორიანი ძრავის ფრქვევანის საქშენში საწვავთან ერთად უნდა გაიაროს მასზე მოცულობით ოცდაათჯერ უფრო მეტმა გამფრქვევამ ჰაერმა, — უკომპრესორო ძრავის საქშენ ბერეტოლში უნდა გატარდეს მხოლოდ საწვავი; ამის გამო უკომპრესორო ძრავის ფრქვევანას ბერეტოლი, დაახლოებით, ოცდაათჯერ ნაკლები უნდა იყოს ასეთივე ზომის კომპრესორიანი ძრავის ფრქვევანის ბერეტოლთან შედარებით.

ფრქვევანის კონსტრუქცია უნდა უზრუნველყოფდეს საწვავის საკმაოდ წმინდა გაფრქვევას; ამავე დროს საჭიროა, რომ საწვავის ნაწილაკები ღრმად შეიჭრას შეკუმშული ჰაერის მასაში. საწვავის წმინდა გაფრქვევა და ნაწილაკების გატყორცნის საჭირო სიშორე მოითხოვს დიდ წნევას საწვავის მიმწოდებელ სისტემაში, ამ წნევის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია ძრავის კონსტრუქციაზე და ზოგ შემთხვევაში 1500 ატმოსფეროსაც კი აღწევს.

საჭირო ხარისხით საწვავის გაფრქვევის უნარის მქონე ფრქვევანის კონსტრუქციის შექმნა და ისეთი მასალის შერჩევა, რომელსაც ასეთი მცირე დიამეტრის მქონე ბერეტოლების შენარჩუნების უნარი ექნებოდა, — წარმოადგენდა ძირითად დაბრკოლებას მექანიკური შეფრქვევის განხორციელების საქმეში. ამასვე უნდა დაემატოს დიდი წნევით საწვავის მიწოდებისა და, აგრეთვე, კუმშვის კამერის რაციონალური ფორმის გამოდუშავების სირთულე.

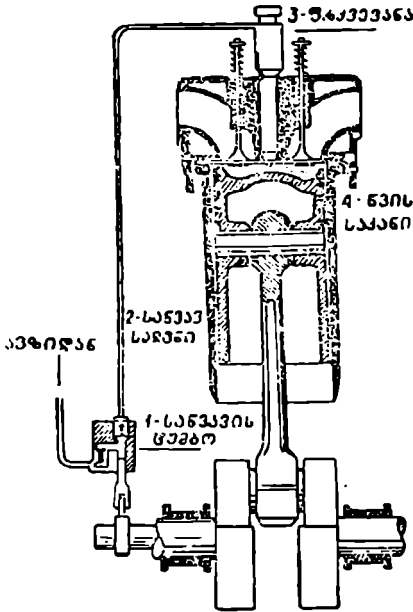
ასეთია ის ტექნიკური სიძნელეები, რომლებიც უნდა დაეძლია უკომპრესორო ძრავთმშენებლობის ტექნიკას.

დიზელის უკომპრესორო ძრავები გვხვდება ოთხ და ორტაქტიანი. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

**დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავი**

მე-10 ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის სქემა.

შეწოვის ტაქტის დროს ცილინდრში შედის სუფთა ჰაერი, რომელიც შემდე-



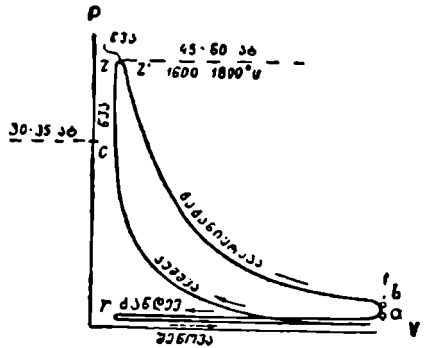
ნახ. 10. დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის სქემა.

დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავები გამოყენებულია მშობლიური წარმოების ტრაქტორებზე: „C—80“, „DT—54“, „KД—35“, „MT3“ და „XIT—11“.

მე-12 ნახ-ზე, შავალითისათვის ნაჩვენებია მუხლუხა ტრაქტორის „KД—35“ ძრავის განივი კრილი.

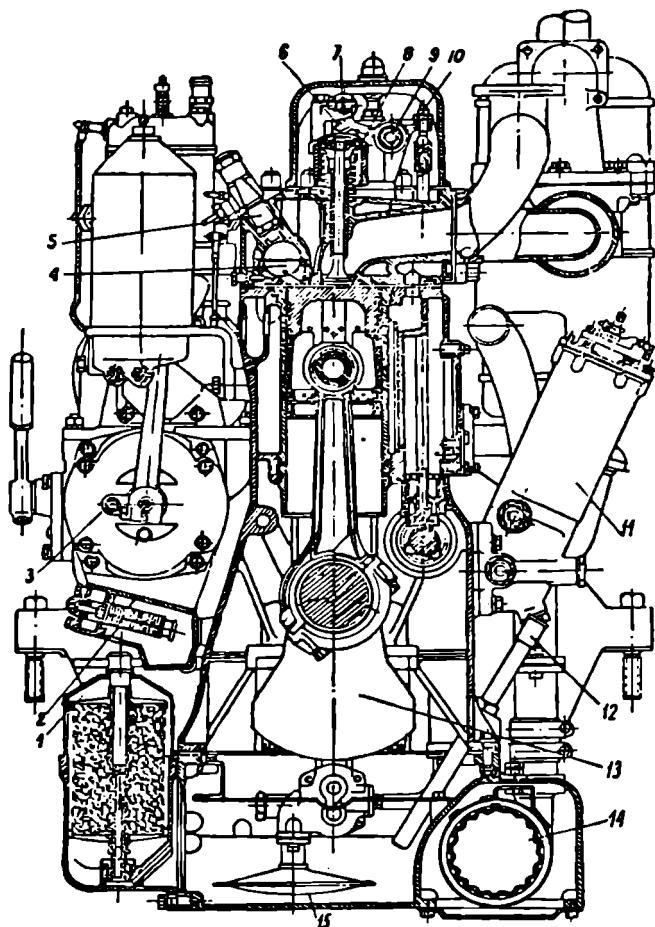
გი ტაქტის განმავლობაში იკუმშება. კუმშვის დასასრულს წარმოებს საწვავის შეფრქვევა კუმშვის კამერაში. კუმშვისაგან გახურებულ ჰაერში შეფრქვეული საწვავი აალებდა და იწებს წვას; საწვავის ნაწილი იწვის ზედა მკედარ წერტილში დგუშის მისელამდე, ნაწილი კი — ზედა მკედარი წერტილის შემდეგ. დგუშის შემდგომი მოძრაობისას აირი ფართოვდება და ასრულებს მექანიკურ მუშაობას.

დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა ნაჩვენებია მე-11 ნახ-ზე.



ნახ. 11. დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა.





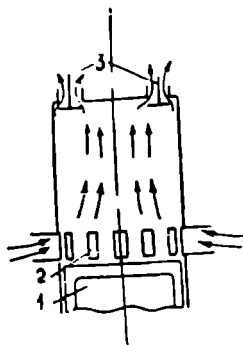
ნახ. 12. მუხლუხა ტრაქტორის „KД-35“-ის ძრავის განივი კრილი:

1—ზეთის მეორადი წმენდის ფილტრი; 2—საწვავის ფილტრი; 3—საწვავის ტუმბო; 4—გრადუალური კამერა; 5—ფრკვევანა; 6—მზრეული; 7—დეკომპრესორის მომწესრიგებელი კანქიკი; 8—სარქველის კიკა; 9—მზრეულების ლილაკი; 10—შტანგის მომწესრიგებელი ხრახნი; 11—ზეთის მეორადი წმენდის ფილტრი; 12—ზეთის დონის მაჩვენებელი; 13—წონწინალი; 14—ქვაბი შეთობისათვის; 15—ზეთმიღები.

## დიზელის ორტაქტიანი უკომპრესორო ძრავი

ნამუშევარი აირის გამოქრევის სქემის მიხედვით დიზელის ორტაქტიანი ძრავი შეიძლება იყოს სხვადასხვა კონსტრუქციის; მათ შორის გვხვდება:

- 1) ძრავი განივი — ხერელებიანი გამოქრევით (ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავის მსგავსი);
- 2) ძრავი პირდაპირი — ხერელებიანი გამოქრევით;
- 3) ძრავი პირდაპირი — სარქველებიანი გამოქრევით.



ნახ. 13. პირდაპირი-სარქველებიანი გამოქრევის სქემა:

1—დგუმი; 2—გამოქრევი ფანჯრები; 3—სარქველები.

იაროსლავის საავტომობილო ქარხანა უშვებს საავტომობილო ტიპის დიზელის ორტაქტიან უკომპრესორო ძრავებს „ЯАЗ—204“, სადაც განხორციელებულია ნამუშევარი აირის პირდაპირი-სარქველებიანი გამოქრევა.

ნამუშევარი აირის პირდაპირი—სარქველებიანი გამოქრევის სქემა ნაჩვენებია მე-13 ნახ-ზე.

ასეთ ძრავში ჰაერის შეშვება ხდება ცილინდრის ქვედა ნაწილში მოწყობილი ფანჯრებიდან (ან ხერეტილებიდან), ნამუშევარი აირის გამოშვება კი—ცილინდრის ზედა ნაწილში მოწყობილი სარქველებიდან.

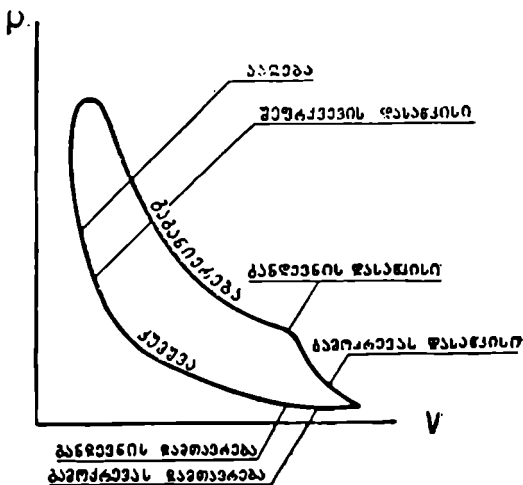
ამრიგად, გამოქრევი ჰაერი მოძრაობს ქვემოდან ზემოთ, რითაც ხელს უწყობს ნამუშევარი აირის გამოდევნას.

ფანჯრებიდან სუფთა გამოქრევი ჰაერის მოძრაობა ხელს უწყობს დგუმის გაგრილებას, რასაც განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს ორტაქტიანი ძრავისათვის.

გამოქრევი ჰაერის წინასწარი შეკუმშვისათვის იყენებენ სპეციალურ დამწნებს—კომპრესორს, რომელსაც ძრავი ამუშავებს.

მე-14 ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის ორტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა.

დიზელის ძრავი „ЯАЗ—204“ გამოყენებულია სატვირთო ავტომობილებზე „ЯАЗ—200“, „МАЗ—205“



ნახ. 14. დიზელის ორტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის ინდიკატორული დიაგრამა.

და ავტობუსზე „ЗНС—154“.

მე-15 ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის ორტაქტიანი უკომპრესორო ძრავის „ААЗ—204“-ის განივი კრილი.

### § 10. ძრავის სიმძლავრის რემონტობა

სტაციონარული ძრავებისაგან განსხვავებით სატრაქტორო და განსაკუთრებით საავტომობილო ძრავი მოითხოვს სიმძლავრის რეგულებას დიდ ზღვრებში. კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში სიმძლავრის რეგულებისათვის გამოყენებულია ეგრეთ წოდებული რაოდენობრივი ხერხი, დიზელის ძრავებში კი ეგრეთ წოდებული ხარისხობრივი ხერხი.

პირველ შემთხვევაში ძრავის შემწოვ მისში მოწყობილია სადროსელო მისათვარი, რომლის მიხურვით იზრდება შეწოვის წინალობა (წარმოებს დადროსელებს), მცირდება ცილინდრში მიწოდებული საწვავი ნარევის ჭაოდენობა და ამის გამო ძრავის სიმძლავრე კლებულობს. ამრიგად, სადროსელო მისათვარის მდგომარეობა განსაზღვრავს ძრავის სიმძლავრის სიდიდეს.

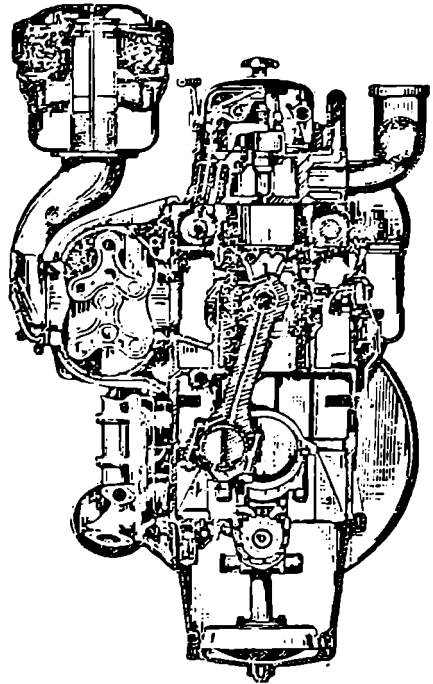
დიზელის ძრავს სადროსელო მისათვარი არა აქვს და ძრავის მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობა უცვლელია; ასეთ ძრავში სიმძლავრის შეცვლისათვის საჭიროა შეიცვალოს კუმშვის კამერაში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობა, რასაც თან სდევს საწვავი ნარევის ხაჩისხის შეცვლა.

მოყვანილი განმარტებიდან ჩანს, რომ საჭიროა ერთიმეორისაგან გავარჩიოთ შიგაწვის ძრავები სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულებით და შიგაწვის ძრავები სიმძლავრის ხაჩისხობრივი რეგულებით.

### § 11. უიზაჟის ძრავის ძირითადი შეძენისშედეგ

სამუშაო პროცესის განხორციელებისათვის ძრავს აქვს შემდეგი ძირითადი მექანიზმები და სისტემები.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, რომლის დანიშნულებაა დკუშის უკუქცევი გადატანითი მოძრაობის გარდაქმნა მუხლა ლილვის ბრუნვით მოძრაობად.



ნახ. 15. დიზელის ორტაქტიანი ძრავის „ААЗ—204“-ის განივი კრილი.

მრულმხარა-ბარბაცა შექანიზმს შეადგენს: ცილინდრი, ღვეში, ბარბაცა, მუხლა ლილეი და კარტერი.

**აიჩის გამნაწილებელი მექანიზმი**, რომლის ამოცანაა ცილინდრში შემშვები და გამომშვები ხერეტილების თავისდროული გაღება და დახურვა.

ოთხტაქტიანი ძრავის აიჩის გამნაწილებელ მექანიზმს შეადგენს: მუშტა ლილეი, შბიძველები, სარქველები, ზამბარები, შტანგები, მხრეულები და მუხლა ლილეთან მუშტა ლილვის შემაერთებელი ამძრავი კბილანები. ზოგ კონსტრუქციაში მუხლა ლილეიდან მუშტა ლილვისათვის მოძრაობის გადასაცემად გამოყენებულია ჯაქვი.

**კვების სისტემა**, რომელიც უზრუნველყოფს საჭირო შედგენილობის საწვავი ნარევის მიღებას.

კარბურატორიანი ძრავის კვების სისტემას ეკუთვნის: თვით კარბურატორი, საწვავის ავზი, ფილტრები, საწვავგამტარები და საწვავის ტუმბო.

ღიზელის ძრავის კვების სისტემაში კი შედის: ფრქვევანები, ტუმბოები, ფილტრები, ავზები და საწვავგამტარები.

**ანთების სისტემა** დანიშნულია სამუშაო ნარევის თავისდროული ააღებისათვის. ელექტროანთების სისტემა, რომელიც გამოყენებულია კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებისათვის, შეიცავს დენის წყაროს, მავთულებსა და ასანთ სანთლებს.

**შეზეთვის სისტემა** უზრუნველყოფს ზეთის მიწოდებას მოხახუნე ზედაპირებზე. შეზეთვის სისტემაში შედის: ტუმბო, ზეთგამტარები, ფილტრები, საკონტროლო მოწყობილობანი და სხვ.

**გაგრილებების სისტემა** ემსახურება ძრავის გაცხელებული ნაწილების გაგრილებას. წყლით გაგრილების სისტემას შეადგენს: რადიატორი, წყლის ტუმბო, ვენტილატორი და სხვ.

## თ ა ვ ი II

### იღეალური და თეორიული ციკლები

ღვეშიანი შიგაწვის ძრავის სამუშაო ციკლი ეწოდება თანმიმდევარი პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც პერიოდულად მეორდება ყოველ ცილინდრში და აპირობებს ძრავის მუშაობას.

სამუშაო ციკლში შედის შემდეგი პროცესები:

1. შეშვება;
2. კუმშვა;
3. წვა;
4. გაგანიერება;
5. განღვენა.

ორტაქტიან ძრავში შეშვება და განღვენა გაერთიანებულია განღვენისა და გამოქრევის პროცესის სახით.

აღნიშნული პროცესები, მათი მნიშვნელობის მიხედვით, იყოფა ძირითად და დამხმარე პროცესებად. ძირითადი პროცესებია წვა (სითბური ენერ-

გვის გამოყოფა) და გაგანიერება (სითბური ენერჯის გარდაქმნა მექანიკურ-მუშაობად), დამხმარე პროცესები კი—შეშვება, კუმშვა და განდევნა.

ნიეთიერებას, რომლითაც ხორციელდება სამუშაო ციკლი—სამუშაო ტანი ეწოდება. ციკლის განმავლობაში სამუშაო ტანი განიცდის ფიზიკური და ქიმიური ხასიათის გარდაქმნებს.

სამუშაო ტანი შეიძლება იყოს:

1. შეშვების განმავლობაში—საწვავი ნარევი ან ჰაერი;
2. კუმშვის დროს—სამუშაო ნარევი;
3. გაგანიერების დროს—წვის აიროვანი ნაწარმი;
4. განდევნის დროს—ნამუშევარი აირი.

შიგაწვის ძრავების თეორიის მიხანია, რეალურ ძრავში მიმდინარე ნამდვილი სამუშაო ციკლების შესწავლად, მაგრამ ამისათვის აუცილებელია წინასწარ განვიხილოთ ისეთი იდეალური და თეორიული ციკლები, სადაც ესა თუ ის მოვლენა გაიდელაზებულია. ეს საშუალებას გვაძლევს გამოვარკვიოთ ამა თუ იმ პარამეტრის (განსაკუთრებით კი მარჯი კმედების კოეფიციენტების) ზღვრული მნიშვნელობები, რომლებიც შეიძლება მიღწეულ იქნეს იდეალურ შემთხვევაში და რომლისაკენაც უნდა მიისწრაფოდეს კონსტრუქტორი.

გარდა ამისა, ასეთი ციკლების განხილვა საჭიროა ძრავის ცილინდრში მიმდინარე ნამდვილი თბური პროცესების შესასწავლად, სრულყოფილობის თვალსაზრისით ამ პროცესების შეფასებისათვის და იმ ღონისძიებების დასახვისათვის, რომლებიც უზრუნველყოფენ ძრავის ეკონომიურობის ზრდას.

არჩევნ იდეალურ, თეორიულ და ნამდვილ ციკლებს.

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

იდეალური ციკლისათვის ღებულობენ, რომ თითქოს არ არსებობს არავითარი დანაკარგი გარდა სითბოს ართმევისა მაკივარში და რომ ციკლი მიმდინარეობს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იგივე სამუშაო ტანით (ე. ი. არ არსებობს შეშვება და განდევნა).

თეორიული ციკლი უფრო მეტად უახლოვდება ნამდვილ ციკლს; ასეთ ციკლში გათვალისწინებულია შეშვებისა და განდევნის პროცესები, მაგრამ, დაშვებულია, რომ შეწოვისა და განდევნის სისტემას წინალობა არა აქვს და სხვ.

ნამდვილი ციკლი ითვალისწინებს ძრავის მუშაობის ყველა რეალურ პირობას.

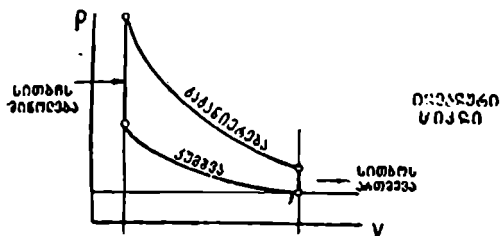
მაგალითისათვის მე-16 ნახ-ზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის იდეალური, თეორიული და ნამდვილი ციკლები.

აღსანიშნავია, რომ ზოგი ავტორი კმაყოფილდება იდეალური და ნამდვილი ციკლების განხილვით, ზოგი ავტორი კი იდეალურ ციკლს იხსენიებს როგორც თეორიულ ციკლს.

რადგან ვერ იქნა აგებული ისეთი ძრავი, რომელშიაც სითბოს მიწოდება და ართმევა იზოთერმულად მოხდებოდა, ამიტომ განუხორციელებელი დარჩა კარნოს ციკლი.

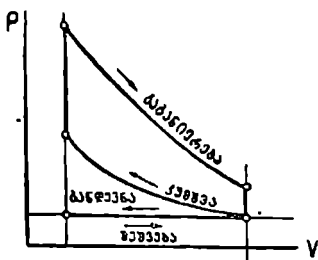
არსებული შიგაწვის ძრავები სითბოს მიწოდების ხერხის მიხედვით შეიძლება დაიყოს შემდეგ ჯგუფებად:

1. ძრავები, სადაც წვა (სითბოს მიწოდება) მუდმივი მოცულობის დროს ხდება; ასეთ ძრავებს შეესაბამება ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით.



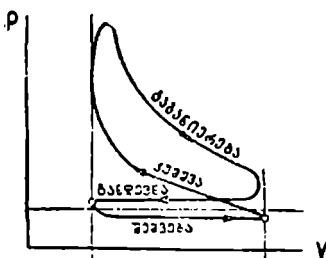
იდეალური ციკლი

2. ძრავები, სადაც წვა მუდმივი წნევის დროს ხდება; ასეთ ძრავებს შეესაბამება ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით;



თეორიული ციკლი

3. ძრავები, სადაც წვა ნაწილობრივ მუდმივი მოცულობისა და ნაწილობრივად მუდმივი წნევის დროს ხდება; ასეთ ძრავებს შერეული ციკლი შეესაბამება.



ნაწილი ციკლი

ზოგ შემთხვევაში იხილავენ სრული გაგანიერების მქონე ციკლებსაც (გემფრის ციკლი, ბრაიტონის ციკლი), მაგრამ მათ პრაქტიკული გამოყენება არა აქვთ.

ნახ. 16. სწრაფი წვის ციკლები.

## § 1. იდეალური ციკლი

იდეალური ციკლი შექცევადი ციკლია და წარმოადგენს მექანიკურ ენერგიად სითბოს გარდაქმნის თერმოდინამიკურ წრიულ პროცესს.

იდეალური ციკლისათვის

მიღებულია შემდეგი ოთხი დაშვება:

1. თითქოს ციკლი მიმდინარეობს მუდმივი რაოდენობის ერთი და იმავე სამუშაო ტანით (იდეალური აირით), რომელიც მუდმივად იმყოფება ცალინდრში და, მაშასადამე, მისი შეწოვა და განდევნა არ წარმოებს.

ამით გამოითიშება განხილვიდან ცილინდრის შევსებისას და ცილინდრიდან ნამუშევარი აირების განდევნის დროს წარმოშობილი დანაკარგები.

2. თითქოს სამუშაო ტანის კიმიური შედგენილობა მთელი ციკლის განმავლობაში მუდმივი რჩება.

ამით გამოთიშულია განხილვიდან წვის პროცესი, და ის შეცვლილია გარედან სითბოს მიწოდების ფიქტიური პროცესით.

3. თითქოს კუმშვისა და გაგანიერების პროცესები მიმდინარეობს ადიაბატურად, ე. ი. გარემოსთან სითბოს გაცვლა გამოცვლის გარეშე.

ამით გამოთიშულია განხილვიდან ის დანაკარგები, რომლებიც თან ახლავს კუმშვისა და გაგანიერების პროცესებს.

4. თითქოს სამუშაო ტანის სითბოტევადობა მუდმივია და არ იცვლება ტემპერატურისაგან დამოკიდებულებით.

ასეთი დაშეება რამდენიმედ ამახინჯებს სინამდვილეს და იძლევა თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდებულ მნიშვნელობას, მაგრამ სამაგიეროდ ძლიერ ამარტივებს საკითხის განხილვას და უზრუნველყოფს პარამეტრებს შორის მარტივ დამოკიდებულებებს.

იდეალური ციკლები ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან სითბოს მიწოდებისა და მოცილების ხასიათის მიხედვით. ქვემოთ განხილულია ისეთი იდეალური ციკლები, რომლებიც შეესაბამება არსებული კონსტრუქციის დღეშიანი შიგაწვის ძრავების მუშაობას.

### ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით

ეს ციკლი მსუბუქ თხევალ საწვავით მომუშავე კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებს შეესაბამება.

განსახილველი ციკლი ნაჩვენებია მე-17 ნახ.ზე. აქ *ac* და *cb* კუმშვისა და გაგანიერების ადიაბატებია. სითბოს მიწოდება და მოცილება წარმოებს მუდმივი მოცულობის დროს (*cz* და *ba* პროცესები).

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:

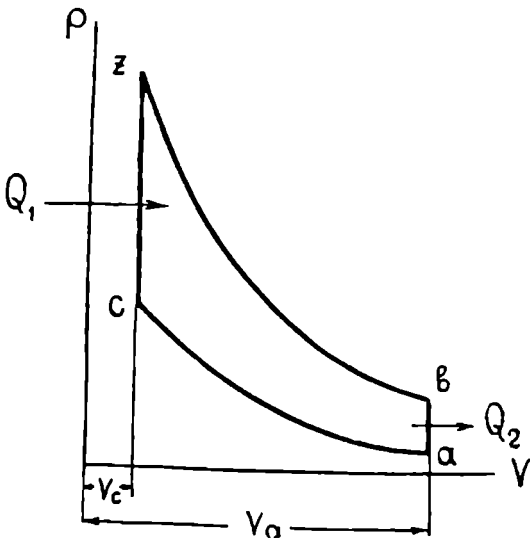
კუმშვისა და გაგანიერების ხარისხი  $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ ,

წნევის ზრდის ხარისხი

$$\lambda = \frac{p_c}{p_e},$$

ადიაბატის მაჩვენებელი

$$k = \frac{r_p}{r_v}.$$



ნახ 17. ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით.

ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია,

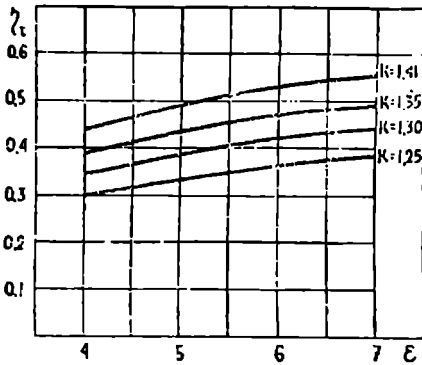
რომ ასეთი ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი:

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

(1)

ფორმულა გვიჩვენებს, რომ  $\eta_i$  დამოკიდებულია კუმშვის ხარისხზე ( $\epsilon$ ) და ადიბატის მაჩვენებელზე ( $k$ ).

მე-18 ნახ-ზე მოცემული გრაფიკი გვაძლევს  $\eta_i$ -ს სიდიდეებს  $\epsilon$  და  $k$ -ს სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის. გრაფიკი შედგენილია (1) ფორმულის მიხედვით. გრაფიკის საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ რაც უფრო



ნახ. 18.  $\eta_i$ -ს ცვალებადობის გრაფიკი.

რაც იგივეა, წნევის ზრდის კოეფიციენტის სიდიდის შეცვლა. მაგრამ რადგანაც (1) ფორმულაში არ შედის არც მიწოდებული სითბოს რაოდენობა და არც წნევის ზრდის კოეფიციენტი, ამიტომ შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი დატვირთვაზე არაა დამოკიდებული.

ასეთი დასკვნის გავრცელება რეალური ძრავისათვის შესაძლებელი იქნებოდა მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ძრავის დატვირთვა შეიცვლებოდა რაოდენობრივი რეგულების (დადროსელების) გარეშე.

კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავებისათვის ზემომოყვანილი დასკვნა არ იქნება მართებული, რადგან მათში დატვირთვის ცვლა დადროსელებით ხორციელდება და ეს მოვლენა კი განხილულ ციკლში გათვალისწინებული არაა.

როგორც ამას ქვემოთ დაგინანავთ, კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტი დატვირთვის შემცირებისას კლებულობს.

### ხალხოსელო ციკლი

ზემოგანხილული ციკლის მნიშვნელოვანი ნაკლი, იმაში გამოიხატება, რომ ის არ ითვალისწინებს დატვირთვის ცვალებადობის დროს რაოდენობრივი რეგულების მოვლენას. ასეთი ციკლი არ შეიძლება დაეუზირისპირობოთ ძრავს, რომელიც არასრული დატვირთვით მუშაობს.

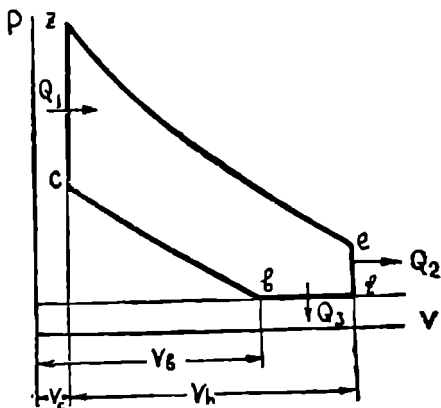


ვინაიდან სატრაქტორო და, განსაკუთრებით კი, საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავი ძლიერ ხშირად მუშაობს მიხურული დროსელით, ამიტომ ძრავის არასრული დატვირთვით მუშაობის უკეთესი ანალიზისათვის საჭიროა გვექონდეს სწრაფი წვის სადროსელო ციკლი.

ასეთი ციკლი შეიძლება წარმოვიდგინოთ მე-19 ნახ.ზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით.

აქ  $bc$  და  $ze$  წარმოადგენენ კუმშვისა და გაგანიერების ადიბატებს; სითბოს მიწოდება ხორციელდება მუდმივი მოცულობის დროს ( $cz$  პროცესის განმავლობაში), სითბოს მოცილება კი ჯერ მუდმივი მოცულობის ( $ef$  პროცესის განმავლობაში), შემდეგ კი მუდმივი წნევის დროს ( $fb$  პროცესის განმავლობაში).

სითბოს მოცილება მუდმივი წნევის დროს შეესაბამება რეალური ძრავის სადროსელებას.



ნახ. 19. სადროსელო ციკლი.

განსახილველი ციკლისათვის გვექნება:

$$\text{გაგანიერების ხარისხი } \varepsilon = \frac{V_c}{V_o},$$

$$\text{კუმშვის ხარისხი } \varepsilon_1 = \frac{V_b}{V_c} \text{ და}$$

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

იმ შემთხვევისათვის, როდესაც  $\varepsilon_1 = \varepsilon$  და, მაშასადამე,  $Q_3 = 0$ , მივიღებთ ზემოგანხილულ ციკლს.

იმ აღნიშვნების მიხედვით, რომელიც მოცემულია მე-19 ნახ.ზე შეიძლება დავწეროთ:

$$Q_1 = C_v(T_z - T_c),$$

$$Q_2 = C_v(T_e - T_f),$$

$$Q_3 = C_p(T_f - T_b).$$

ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი იქნება:

$$\eta_c = 1 - \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1},$$

ან

$$\eta_c = 1 - \frac{(T_e - T_f) + k(T_f - T_b)}{T_z - T_c}. \quad (2)$$

თუ ფორმულაში შევაღალ ტემპერატურებს გამოვსახავთ  $T_b$  ტემპერატურის მიხედვით, მივიღებთ:

3. ვ. ვ. მახალდანი.

$$T_c = T_b \varepsilon_1^{k-1};$$

$$T_s = \lambda T_b \varepsilon_1^{k-1};$$

$$T_o = \lambda T_b \left( \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right)^{k-1};$$

$$T_f = T_b \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}.$$

მიღებული ტალოების ჩასმა (2) ფორმულაში გვაძლევს:

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda T_b \left( \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right)^{k-1} - T_b \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + k \left( T_b \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - T_b \right)}{\lambda T_b \varepsilon_1^{k-1} - T_b \varepsilon_1^{k-1}},$$

ან საბოლოოდ

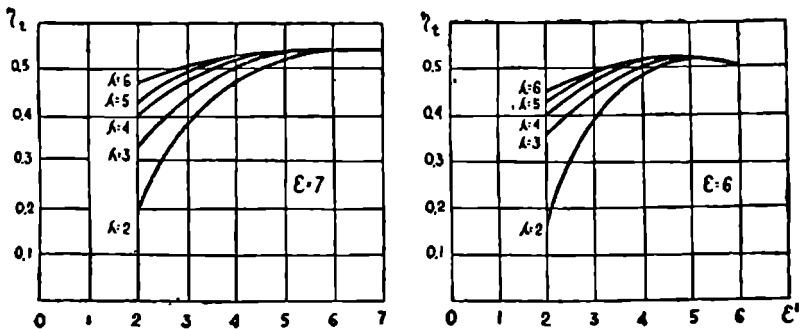
$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \left( \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right)^{k-1} - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} + k \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} - 1 \right)}{\varepsilon_1^{k-1} (\lambda - 1)}. \quad (3)$$

იმ შემთხვევისათვის როცა  $\varepsilon_1 = \varepsilon$ ,  $\eta_i$  მიიღებს ცნობილ სახეს:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

გამოყვანილი (3) ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ სადროსელო ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი დამოკიდებულია წნევის ზრდის ხარისხზე და, მაშასადამე, მიწოდებული სითბოს რაოდენობაზე და აგრეთვე კუმშვისა და გაგანიერების ხარისხზე.

შე-2) ნახ-ზე ნაჩვენებია (3) ფორმულით გამოთვლილი  $\eta_i$ -ს სიდიდეები,  $\lambda$ -ს,  $\varepsilon_1$ -ს და  $\varepsilon$ -ს სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის.



ნახ. 20. თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ცვალებადობის მრუდები.

მრუდები გვიჩვენებს, რომ სწრაფი წვის სადროსელო ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი, მიწოდებული სითბოს რაოდენობისა და კუმშვის ხარისხის შემცირებით — კლებულობს.

$\epsilon_1$ -ის შემცირებისას  $Q_2$  მცირდება;  $Q_2$  კი — მატულობს; მათი ცვალებადობის ინტენსიობა დამოკიდებულია  $\epsilon$ -ის სიდიდეზე.

გამოთვლები გვიჩვენებს, რომ შეიძლება შეეარჩიოთ  $\epsilon$ -ის და  $\epsilon_1$ -ის ისეთი თანაფარდობა, როდესაც  $\epsilon_1$ -ის შემცირება (მისი მაღალი მნიშვნელობის დროს) განსაზღვრულ შუალედში გამოიწვევს  $\eta_1$ -ს გადიდებას (ნახ. 20, მარჯვენა მხარე). ეს იმიტომ ხდება, რომ  $\epsilon_1$ -ის ცვალებადობის განსახილველ შუალედში,  $Q_1$ -ს კლების ინტენსიობა მეტია, ვიდრე  $Q_2$ -ის მატების ინტენსიობა; ჯამში,  $\epsilon_1$ -ის შემცირებისას  $Q_2 + Q_3$  მცირდება და, მათთანადამე,  $\eta_1$  მატულობს.

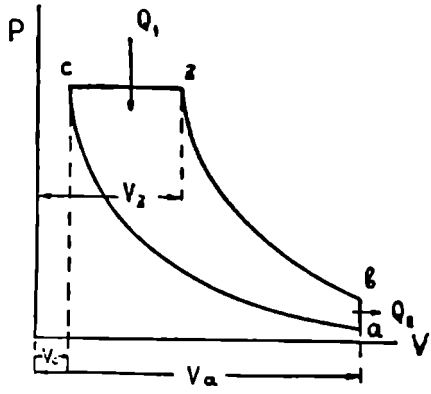
მიღებული შედეგი კარგად შეიძლება გამოვიყენოთ ცვალებად რეჟიმზე მომუშავე კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტის ანალიზისათვის.

### ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით

ეს ციკლი შეესაბამება ღიზელის კომპრესორიანი ძრავის მუშაობას. მართალია ღიზელის კომპრესორიანი ძრავები ტრაქტორებსა და ავტომობილებზე არ გამოიყენება, მაგრამ მთლიანობის დასკვის მიზნით მათი შესაბამისი ციკლის განხილვა მიზანშეწონილია.

განსახილველი ციკლი ნაჩვენებია 21-ე ნახ.ზე. აქ  $ac$  და  $cb$  კუმშვისა და გაგანიერების ადიბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს მუდმივი წნევის დროს  $cd$  პროცესის განმავლობაში, სითბოს მოცილება კი — მუდმივი მოცულობის დროს  $bd$  პროცესის განმავლობაში.

ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრებია:



ნახ. 21. ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით.

- |  |                              |
|--|------------------------------|
| კუმშვის ხარისხი . . . . .                | $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$ |
| გაგანიერების ხარისხი . . . . .           | $\delta = \frac{V_b}{V_c}$   |
| წინასწარი გაგანიერების ხარისხი . . . . . | $\rho = \frac{V_c}{V_d}$     |
| ადიბატის მაჩვენებელი . . . . .           | $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$   |

ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტი გამოისახება ტოლობით:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (4)$$

ფორმულიდან ჩანს, რომ განსახილველი ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო კუმშვის ხარისხზე

( $\varepsilon$ ) და ადიაბატის მაჩვენებელზე ( $k$ ), არამედ წინასწარი გაგანიერების კოეფიციენტზედაც. ამასთანავე, თუ პირველი ორი პარამეტრი აქ ახდენს  $\eta_t$ -ზე ისეთივე გავლენას როგორც წინათ განხილულ ციკლში, მესამე პარამეტრი პირიქით, თავისი მატებით იწვევს  $\eta_t$ -ს შემცირებას.

22-ე ნახ.ზე გრაფიკულად გამოსახულია  $\eta_t$ -ს დამოკიდებულება ჩამოთვლილ პარამეტრებზე.

ვინაიდან დიზელის ციკლში წინასწარი გაგანიერების ხარისხის გადიდება ძრავის დატვირთვის

ზრდას ნიშნავს, ამიტომ საბოლოოდ შეიძლება დაეასკვნათ, რომ დიზელის ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტი ძრავის კუმშვის ხარისხის და ადიაბატის მაჩვენებლის ზრდით მატულობს, ხოლო ძრავის დატვირთვის ზრდით — მცირდება.

### შერეული ციკლი

ეს ციკლი შეესაბამება დიზელის უკომპრესრო ძრავს.

შერეული ციკლი ნაჩვენებია 23-ე ნახ.ზე. აქ  $ac$  და  $cb$  კუმშვისა და გაგანიერების ადიაბატებია. სითბოს მიწოდება წარმოებს ჯერ მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი  $cd'$ ), ხოლო შემდეგ — მუდმივი წნევის დროს (პროცესი  $d'z$ ), სითბოს მოცილება კი — მუდმივი მოცულობის დროს (პროცესი  $bn$ ).

ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსიდან ცნობილია, რომ ასეთი ციკლის თერმული მარგი კმედების კოეფიციენტი გამოისახება ფორმულით:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \frac{\lambda_r^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (5)$$

სადაც  $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$  — კუმშვის ხარისხია;

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

$$\rho = \frac{V_2}{V_c} - \text{წინასწარი გაგანიერების კოეფიციენტი};$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} - \text{ადიაბატის მაჩვენებელი}.$$

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

მართლაც, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი წნევის დროს მიწოდებული სითბო  $Q_1''=0$ , მივიღებთ ციკლს მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით, რადგანაც ამ დროს  $\rho=1$  და  $\lambda$  წერტილი შეეთავსება  $\lambda'$  წერტილს. ასევე, თუ დავუშვებთ, რომ შერეულ ციკლში მუდმივი მოცულობის დროს მიწოდებული სითბო  $Q_1'=0$ , მივიღებთ დიზელის ციკლს, რადგანაც ამ დროს  $\lambda=1$  და  $c$  წერტილი შეეთავსება  $\lambda'$  წერტილს.

ნათქვამის თანახმად (5) ფორმულა გვაძლევს:

$$\text{როცა } \rho=1$$

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\lambda-1}},$$

$$\text{როცა } \lambda=1,$$

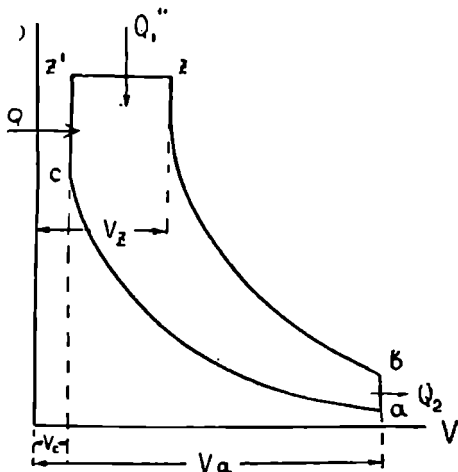
$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\lambda-1}} \frac{\rho^{\lambda} - 1}{k(\rho - 1)}.$$

(5) ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ისევე როგორც ზემოგანხილული ციკლებისათვის, შერეული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი მატულობს კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად.

გარდა ამისა, თუ მიწოდებული სითბოს რაოდენობა მუდმივი რჩება ( $Q_1' + Q_1'' = \text{const}$ ),  $\lambda$ -ს ზრდით და  $\rho$ -ს შემცირებით —  $\eta_i$  იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როცა  $\rho=1$ .

ეს გარემოება ადასტურებს, რომ ერთი და იგივე კუმშვის ხარისხისათვის მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდების მქონე ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი დიზელის ციკლის მარგი ქმედების კოეფიციენტზე მეტია. პრაქტიკულად დიზელის ციკლი იძლევა უფრო მაღალ მარგი ქმედების კოეფიციენტს, რადგან დიზელის ძრავის კუმშვის ხარისხი მულამ მეტია სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავის კუმშვის ხარისხზე.

ზემოგანხილული მონაცემებით ადვილად დავრწმუნდებით, რომ სამუშაო ციკლის განხორციელებისათვის აუცილებელია სითბოს ნაწილის გადაცემა



ნახ. 23. შერეული ციკლი.

მაცივარში, რაც ნიშნავს, რომ მუდამ არსებობს აუცილებელი თერმოდინამიკური დანაკარგები და ამის გამო იდეალურ შემთხვევაშიც კი შეუძლებელია დახარჯული სითბოს მთლიანი გარდაქმნა მექანიკურ მუშაობად. ამიტომ იდეალური ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ყველა შემთხვევაში ერთზე ნაკლებია.

## § 2. თეორიული ციკლები

თეორიული ციკლების ძირითადი განსხვავება წინ განხილული იდეალური ციკლებისაგან იმაში მდგომარეობს, რომ თეორიულ ციკლებში ითვისისწინებენ სამუშაო ტანის რაოდენობისა და შედგენილობის ცვალებადობას. ეს ნიშნავს, რომ თეორიულ ციკლში, გარეშე წყაროდან სითბოს მიწოდების ნაცვლად იხილავენ საწვავის წვას და, გარდა ამისა, ციკლში ითვისისწინებენ ნამუშევარი აირის განდევნას და ახალი მუხტით ცილინდრის შევსებას.

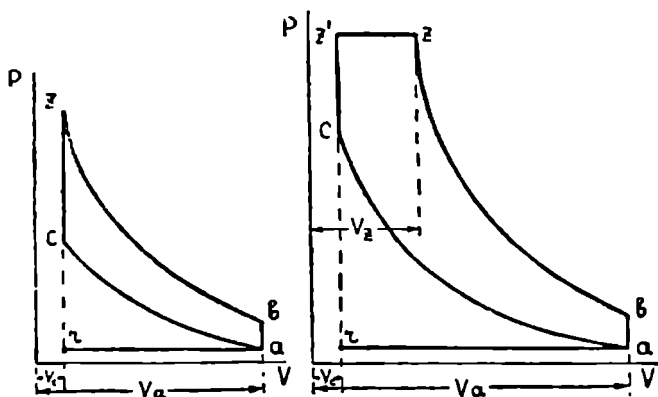
მაგრამ, თეორიულ ციკლში არ ითვისისწინებენ იმ სითბურ და ჰიდრავლიკურ დანაკარგებს, რომლებიც არსებობს ნორმალურ ძრავში შევსების, განდევნისა და წვის დროს.

დასასრულ უნდა აღვნიშნოთ, რომ თეორიული ციკლი ითვისისწინებს ტემპერატურის გავლენას სითბოტევადობებზე.

მოყვანილი განმარტებიდან გამომდინარეობს, რომ თეორიული ციკლი შეკრულ არაშექცევად ციკლს წარმოადგენს.

შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ თეორიული ციკლი წარმოადგენს იმ იდეალს რომლისაკენაც უნდა მივისწრაფვოდეთ ნამდვილი ციკლის განხორციელების დროს.

24-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია სწრაფი წვის (მარცხნივ) და შერეული (მარჯვნივ) ციკლები. პირველ შემთხვევაში წვა ხორციელდება მუდმივი მოცულო-



ნახ. 24. სწრაფი წვის და შერეული ციკლები.

ბის დროს; მეორე შემთხვევაში — საწვავის ნაწილი იწვის მუდმივი მოცულობის დროს — დარჩენილი ნაწილი კი მუდმივი წნევის დროს.

სწრაფი წვის ციკლი შეესაბამება მსუბუქ თხევად საწვავით მომუშავე კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებს. ამ ციკლის დამახასიათებელია ის, რომ:

1. შეწოვის დროს სამუშაო ტანს წარმოადგენს საწვავი ნარევი, რომელიც ჰაერისა და მსუბუქი თხევადი საწვავის ორთქლისაგან (ან აირისაგან) შედგება;

2. კუმშვის დროს სამუშაო ტანს წარმოადგენს სამუშაო ნარევი, რომელიც საწვავი ნარევისა და, ცილინდრში წინა ციკლის შემდეგ ჩარჩენილი, ნაშეშვავი აირისაგან შედგება. წვის დროს წარმოებს სამუშაო ნარევის ქიმიური შედგენილობის ცვალებადობა, განდევნის დროს კი იცვლება აირის რაოდენობა ცილინდრში;

3. შეწოვისა და განდევნის სისტემებს არა აქვს არაერთი წინალობა, რის გამო შეწოვისა და განდევნის ხაზები ემთხვევა ატმოსფერულ ხაზს;

4. კუმშვა და გაჯანთვა მიმდინარეობს ცვალებადი მაჩვენებლების მქონე ადიაბატების მიხედვით;

5. ნარევის წვა და წნევის ვარდნა ქვედა მკვდარ წერტილში მიმდინარეობს მყისად, მუდმივი მოცულობის დროს;

6. ნარევის წვა ხდება ყოველგვარი დანაკარგების გარეშე;

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

შერეული ციკლი შეესაბამება დიზელის უკომპრესორო ძრავს. სწრაფი წვის ციკლისაგან განსხვავებით, აქ სამუშაო ტანს შეწოვის დროს წარმოადგენს სუფთა ჰაერი, კუმშვის დროს კი ჰაერისა და ნარჩენი აირის ნარევის 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 მოყვანილი დახასიათება ეთანადება ოთხტაქტიან ძრავს.

ქვემოთ მოკლედ განხილულია ოთხტაქტიანი ძრავის შესაბამისი თეორიული ციკლების ზოგიერთი დამახასიათებელი პარამეტრები და პროცესები.

### შეწოვის პროცესი

ყველა შემთხვევაში შეწოვის პროცესს წინ უსწრებს ნაშეშვავი აირების განდევნა. ამიტომ ვგულისხმობთ, რომ ახალი მუხტის შეწოვის დასაწყისში კუმშვის კამერა ნარჩენი აირითაა გამოვსებული.

ნარჩენ აირს მალალი ტემპერატურა აქვს და იწვევს ახალი მუხტის მნიშვნელოვან გაცხელებას. ამიტომ, ნარჩენი აირის პარამეტრები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ციკლის დამახასიათებელი პარამეტრების სიდიდეზე და, მაშასადამე, ძრავის მუშაობაზე.

თეორიული ციკლის განმარტების საფუძველზე შეწოვის პროცესისათვის (ხაზი  $r_a$ , ნახ. 24) გვექნება:

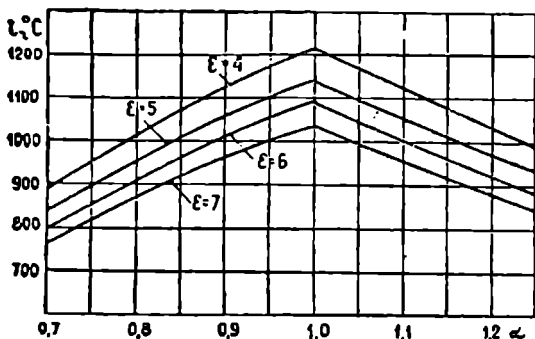
$$p_a = p_r = p_0$$

$$\text{და } \eta_a = 1,$$

სადაც  $p_a$  — წნევაა შეწოვის ბოლოს;  
 $p_r$  — ნარჩენი აირის წნევა;  
 $p_0$  — ატმოსფერული წნევა;  
 $\eta$  — შევსების კოეფიციენტი.

**ნარჩენი აირის ტემპერატურა.** თეორიულ ციკლში ნარჩენი აირის ტემპერატურა გამოისახება როგორც ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტისა და კუმშვის ხარისხის ფუნქცია.

ასეთი დამოკიდებულება, გამოსახული გრაფიკის სახით, მოცემულია 25-ე ნახ-ზე. ეს გრაფიკი აგებულია, კარბურატორიანი ძრავის მაგალითზე,



ნახ 25. ნარჩენი აირის  $T_c$  ტემპერატურის დამოკიდებულება ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტისა ( $\epsilon$ ) და კუმშვის ხარისხისაგან ( $\alpha$ ).

კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს წვის ტემპერატურის და, საერთოდ, ციკლის საშუალო ტემპერატურის ზრდას, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, ამ დროს ნარჩენი აირის ტემპერატურა მაინც მცირდება, რადგან წვის პროდუქტები უფრო ღრმად განიერდებიან.

რაც შეეხება  $\alpha$ -ს გავლენას  $T_c$ -ზე, აქ შეიძლება ასე ვიმსჯელოთ: როდესაც  $\alpha < 1$ , მაშინ მიწოდებული ჰაერი არაა საკმარისი საწვავის სრული წვისათვის. არასრული წვის გამო გამოიყოფა სითბოს შემკირბებული რაოდენობა და წვის პროდუქტებიც ნაკლებად გაცხელებიან. როცა  $\alpha > 1$ , მაშინ მიწოდებული ჰაერის რაოდენობა მეტია საწვავის სრული წვისათვის საჭირო რაოდენობაზე; წვის შედეგად გამოყოფილი სითბო გააცხელებს მეტი რაოდენობის ჰაერს და ამის გამო წვის პროდუქტების ტემპერატურა ნაკლები გამოვა. ამ თვალსაზრისით ყველაზე ხელსაყრელ პირობას ვღებულობთ მაშინ, როცა  $\alpha = 1$ , რადგან ამ დროს წვის პროდუქტების და ამის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდეს მნიშვნელობებს ღებულობს.

**ნარჩენი აირის კოეფიციენტი.** შეწოვის პროცესის განმავლობაში ახალი მუხტი შეერევა ნარჩენ აირს. ნარჩენი აირის აბსოლუტური რაოდენობა არ იძლევა წარმოდგენას იმაზე, თუ რამდენად „დანაგვიანებულია“ ახალი მუხ.

პროფ. ვ. ა. პეტროვის მიერ ჩატარებულ თბურ გაანგარიშებათა საფუძველზე.

გრაფიკიდან ჩანს რომ:

1. კუმშვის ხარისხის ზრდით ნარჩენი აირის ტემპერატურა მცირდება;
2. მოცემული კუმშვის ხარისხისათვის, ნარჩენი აირის ტემპერატურა უდიდესია მაშინ, როცა ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტი  $\alpha = 1$ .



ტი ინერტული ნარჩენი აირებით. ამ მოვლენის დახასიათებისათვის იყენებენ ე. წ. ნარჩენი აირის კოეფიციენტს ( $\gamma$ ), რომელიც წარმოადგენს ნარჩენი აირის რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან. ამის საფუძველზე შეიძლება დავწეროთ:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}, \quad (6)$$

სადაც  $M_r$  — ნარჩენი აირის რაოდენობაა გამოსახული მოლებში;

$M_0$  — ახალი მუხტი გამოსახული მოლებში.

თუ გამოვიყენებთ თერმოდინამიკის ცნობილ ტოლობას  $M = \frac{pV}{848T}$ ,

მაშინ:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{848 T_r} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_h}{848 T_0},$$

და გვექნება:

$$\gamma = \frac{p_r V_c \cdot 848 T_0}{p_0 V_h 848 \cdot T_r} \quad (7)$$

ას

$$\gamma = \frac{T_0}{T_r(\varepsilon - 1)} \quad (8)$$

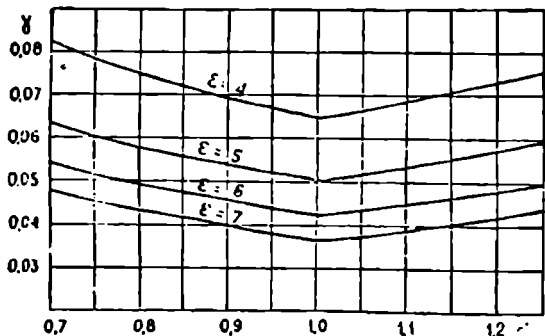
უკანასკნელ ტოლობის გამოყენებისას მხედველობაშია მიღებული, რომ:

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{V_0}{V_0 - V_c} = \frac{1}{\varepsilon - 1}.$$

26-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია  $\gamma$ -ს დამოკიდებულება  $\varepsilon$ -ზე და  $\alpha$ -ზე,  $\mu$ -ის ზემომოყვანილი სიდიდების მიხედვით.

$\gamma$ -ს შემცირება  $\varepsilon$ -ის ზრდის დროს იმით აიხსნება, რომ  $\varepsilon$ -ის ზრდა იწვევს კუმშვის კამერის მოცულობის და, მაშასადამე, ნარჩენი აირის რაოდენობის შემცირებას.

ვინაიდან ნარჩენი აირის ტემპერატურა მაქსიმალურია მაშინ, როცა  $\alpha = 1$ , ამიტომ ამ დროს  $\gamma$  ღებულობს თავის მინიმალურ სიდიდეს.



ნახ. 26. ნარჩენი აირის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და კუმშვის ხარისხისაგან.

აირის ტემპერატურა შეწოვის ბოლოს. ცხელ ნარჩენ აირთან შერევის გამო ახალი მუხტის ტემპერატურა იზრდება და შეწოვის ბოლოს (წერტილი

ა, ნახ. 24) მყარდება რაღაც საშუალო ტემპერატურა  $T_a$ ; ამ ტემპერატურის გამოანგარიშება შეიძლება თუ გავითვალისწინებთ, რომ ნივთიერების მუდმივობის კანონის საფუძველზე აირის რაოდენობა შეწოვის ბოლოს უნდა უდრიდეს ახალი მუხტისა და ნარჩენი აირის რაოდენობის ჯამს, ე. ი:

$$M_a = M_0 + M_r.$$

რადგანაც:

$$M_a = \frac{\rho_a V_a}{848 T_a}, \quad M_0 = \frac{\rho_0 V_0}{848 T_0} \quad \text{და} \quad M_r = \frac{\rho_r V_r}{848 T_r},$$

ამიტომ:

$$\frac{\rho_a V_a}{848 T_a} = \frac{\rho_0 V_0}{848 T_0} + \frac{\rho_r V_r}{848 T_r},$$

ან

$$\frac{V_a}{T_a} = \frac{V_0}{T_0} + \frac{V_r}{T_r}.$$

თუ განტოლების ყველა წევრს გავყოფთ  $V_c$ -ზე, მივიღებთ:

$$\frac{\varepsilon}{T_a} = \frac{\varepsilon - 1}{T_0} + \frac{1}{T_r},$$

საიდანაც:

$$T_a = \frac{\varepsilon T_0 T_r}{T_0 + T_r(\varepsilon - 1)}. \quad (9)$$

$\varepsilon$ -ის ზრდა იწვევს  $T_a$ -ს შემცირებას, რადგან ამ დროს მცირდება ნარჩენი აირის ტემპერატურა.

$T_a$  უდიდეს მნიშვნელობას ღებულობს მაშინ, როცა  $\varepsilon = 1$ , რადგან ამ დროს  $T_r$  აღწევს მაქსიმუმს.

### კუმშვის პროცესი

სამუშაო ტანის ტემპერატურის ცვლილებას თან სდევს მისი სითბოტევადობის ცვლილება, რაც მიღებული უნდა იქნას მხედველობაში თეორიული ციკლის განხილვის დროს.

სითბოტევადობის ცვლა ტემპერატურისაგან დამოკიდებულებით იწვევს კუმშვის ადიაბატის მარევენბლის ცვლას, რის გამო კუმშვის პროცესის პარამეტრები საკმარისა გაანგარიშდეს ცვლადი მარევენბლის მქონე ადიაბატის მიხედვით.

ადიაბატის კუმშვარიტი მარევენბელი გამოითვლება ტოლობიდან:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{mc_p}{mc_v} = \frac{1,985 + mc_v}{mc_v} = 1 + \frac{1,985}{mc_v}. \quad (10)$$

ადიაბატის მარევენბლის განსაზღვრის შემდეგ, კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის გამოსათვლელად საკმარისია გამოვიყენოთ ცვლადი მარევენბლიანი ადიაბატისათვის ტექნიკური თერმოდინამიკის კურსში მოცემული ფორმულები. მაგრამ პრაქტიკული გამოყენებისათვის ამ ფორმულე-

ბის უხერხულობის გამო, კუმშვის პროცესის პარამეტრების გაანგარიშებას აწარმოებენ არა ცვლადი მაჩვენებლიანი ადიაბატის საერთო განტოლებების მიხედვით, არამედ პროფ. ე. კ. მაზინგის განტოლებებით, რომლებიც საშუალებას იძლევიან გამოეთვალოთ ადიაბატის პირობითი საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე, მაჩვენებელი. გამოთვლის ასეთი მეთოდი, სიმარტივესთან ერთად გამოთვლის სრულიად საკმარის სიზუსტეს იძლევა.

თუ განვსაზღვრავთ ადიაბატის საშუალო მაჩვენებელს  $k_1$ , მაშინ კუმშვის ბოლოს წნევა და ტემპერატურა გამოითვლება მარტივი ტოლობებით:

$$p_0 = p_1 \epsilon_1^{k_1} \quad (11)$$

$$\text{და } T_c = T_a \epsilon_1^{k_1 - 1}. \quad (12)$$

$k_1$ -ის გამოთვლას საფუძვლად უდევს, რომ კუმშვის პროცესის აბსოლუტური მუშაობა ამ პროცესის ბოლო და საწყის წერტილებში შინაგანი ენერჯიების სხვაობის ტოლია.

აღნიშნულის საფუძველზე 1 კგ აირისათვის შეიძლება დავწეროთ (იხ. ნახ. 24):

$$\frac{A}{k_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = c_v T_c - c_v T_a;$$

ვინაიდან 1 კგ აირისათვის  $p_c V_c = R T_c$  და  $p_a V_a = R T_a$ , ამიტომ წინა განტოლება შეიძლება გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$\frac{AR}{k_1 - 1} (T_c - T_a) = c_v T_c - c_v T_a.$$

1 მოლი აირისათვის, გვექნება:

$$\frac{ARm}{k_1 - 1} (T_c - T_a) = m c_v T_c - m c_v T_a,$$

აბ

$$\frac{1,985}{k_1 - 1} (T_c - T_a) = m c_v T_c - m c_v T_a.$$

თუ აირის საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობის კოეფიციენტებს აღვნიშნავთ ასობით  $a'$  და  $b'$ , მაშინ გვექნება  $m c_v = a' + b' T$  და წინა ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$\frac{1,985}{k_1 - 1} (T_c - T_a) = (a' + b' T_c) T_c - (a' + b' T_a) T_a = a' (T_c - T_a) + b' (T_c^2 - T_a^2),$$

აბ

$$\frac{1,985}{k_1 - 1} = a' + b' (T_c + T_a). \quad (13)$$

თუ მიღებულ ტოლობაში  $T_c$ -ს შევცვლით მისი გამოსახულებით (12) ტოლობის მიხედვით, მივიღებთ:

$$\frac{1,985}{k_1 - 1} = a' + b' T_a (1 + \epsilon_1^{k_1 - 1}). \quad (14)$$

თუ გვეცოდინება მოცემული ძრავის კუმშვის ხარისხი და ტემპერატურა შეწოვის ბოლოს, ადვილად შეიძლება ამ ტოლობის მიხედვით ვიანგარიშოთ კუმშვის ადიაბატის პირობითი საშუალო მაჩვენებელი  $k_1$  და ამის შემდეგ, (11) და (12) განტოლებების გამოყენებით გამოვთვალოთ წნევა და ტემპერატურა კუმშვის ბოლოს.

$a'$ , და  $b'$  კოეფიციენტების შერჩევის დროს უნდა გვახსოვდეს, რომ კარბურატორიანი ძრავისათვის ისინი წარმოადგენენ ნარჩენ აირთან შერეული საწვავი ნარევის საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობის კოეფიციენტებს. ღიზელის ძრავისათვის კი — ნარჩენ აირთან შერეული ჰაერის ასეთსავე კოეფიციენტებს.

სიმარტივისათვის შეიძლება დაუშვათ, რომ კუმშვის დროს სამუშაო ტანს წარმოადგენს სუფთა ჰაერი; ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელია მივიღოთ:

$$a' = 4,61 \text{ და } b' = 0,00053.$$

### წვის პროცესი

თეორიულ ციკლში წვის პროცესის გაანგარიშება მიზნად ისახავს წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოთვლას.

გაანგარიშების დროს მიღებულია პირობა, რომ წვის განმავლობაში არავითარი დანაკარგები არ არსებობს და, მაშასადამე, საწვავის თბოუნარიანობა მთლიანადაა გამოყენებული.

წვის დასასრულს ტემპერატურის საანგარიშოდ. ადგენენ სითბოს ბალანსს წვის პროცესისათვის, რომელსაც 1 კგ საწვავისათვის აქვს შემდეგი სახე:

სწრაფი წვის ციკლისათვის:

$$U_c + H_{II} = U_s,$$

შერეული ციკლისათვის:

$$U_c + H_{II} = U_s + AL\alpha'z,$$

სადაც:  $H_{II}$  — 1 კგ საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა;

$U_c$  — აირის შინაგანი ენერგია წვის დასაწყისში;

$U_s$  — აირის შინაგანი ენერგია წვის დასასრულს;

$AL\alpha'$  —  $\alpha'$  პროცესის განმავლობაში (ნახ. 24) შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო.

### გაგანიერების პროცესი

თეორიულ ციკლში გაგანიერების პროცესი მიმდინარეობს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე ადიაბატის მიხედვით და ხასიათდება იმით, რომ ადგილი არა აქვს სითბოს გაცვლა-გამოცვლას აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის და, აგრეთვე, არ ხდება დარჩენილი საწვავის წვა.

ისევე, როგორც კუმშვის პროცესისათვის, აქაც ხელსაყრელია ვიანგარიშოთ ადიაბატის პირობითი, საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებელი

ბელი და გაგანიერების დამახასიათებელი პარამეტრები გამოვთვალეთ გამარტივებული ტოლობების მიხედვით, რომლებსაც შემდეგი სახე აქვთ:  
სწრაფი წვის ციკლისათვის:

$$T_b = \frac{T_s}{\varepsilon \varepsilon_2 - 1},$$

$$p_b = \frac{p_s}{\varepsilon \varepsilon_2},$$

შერეული ციკლისათვის:

$$T_b = \frac{T_s}{\varepsilon \varepsilon_2 - 1},$$

$$p_b = \frac{p_s}{\varepsilon \varepsilon_2},$$

სადაც:  $T_b$  — ტემპერატურაა გაგანიერების დასასრულს;

$T_s$  — ტემპერატურა წვის დასასრულს;

$\varepsilon = \frac{V_c}{V_e}$  — კუმშვის ხარისხი;

$p_b$  — წნევა გაგანიერების დასასრულს;

$p_s$  — წნევა წვის დასასრულს;

$\delta = \frac{V_a}{V_s}$  — გაგანიერების ხარისხი;

$k_2$  — გაგანიერების ადიაბატის პირობითი საშუალო მაჩვენებელი.

გაგანიერების ადიაბატის საშუალო  $k_2$  მაჩვენებლის საანგარიშო ფორმულა ისევე შეიძლება გამოიყვანოთ, როგორც კუმშვის ადიაბატისათვის. ამის მიხედვით ვლებულობთ ფორმულას:

$$\frac{1,985}{k_2 - 1} = a'' + b'' T_s \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon \varepsilon_2 - 1} \right). \quad (15)$$

სწრაფი წვის ციკლისათვის (15) ფორმულაში საკიროა შევიტანოთ  $\delta = \varepsilon$ .

(15) ფორმულაში  $a''$  და  $b''$  წარმოადგენს წვის პროდუქტების საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობის კოეფიციენტებს.

წვის პროდუქტების საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობა დამოკიდებულია ჰაერის სიკარბის კოეფიციენტისაგან და შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით;

$$m c_p'' = a'' + b'' T = \frac{0,339 + 2,282x}{0,0327 + 0,495x} + \frac{0,134 + 0,2625x}{0,0327 + 0,495x} \frac{T}{1000} \quad (16)$$

### განდევნის პროცესი

იმის შემდეგ, როდესაც წვის პროდუქტები გაგანიერდებიან და შესარულეზენ გარეგან მუშაობას, ქვედა მკედარ წერტილში (წერტილი  $b$ , ნახ. 24) იღება გამომშვები სარქველი და აირის დიდი ნაწილი, თეორიულად მყისად,

ბა პროცესის განმავლობაში, გადის ატმოსფეროში. ამ პროცესის დროს ცილინდრში დარჩენილი აირი, რომელსაც უკავია  $V_1$  მოცულობა, რაოდენობის შემცირების გამო ლეზულობს ადიაბატურ გაგანიერებას წინევაძდე  $p_1 = p_2 = p_3$ . გაგანიერების დასასრულს აირის ტემპერატურა  $T_1$ , შეიძლება გამოვითვალოთ იგივე ადიაბატის მიხედვით, რომელიც გამოყენებული იყო გაგანიერების პროცესისათვის.

იმის გამო, რომ განდევნის პროცესის ნებისმიერ მომენტში აირის რაოდენობა მის მიერ დაკავებული მოცულობის პროპორციულია — აირის ტემპერატურა განდევნის განმავლობაში მუდმივი რჩება; ამიტომ შეიძლება დაეუშვათ, რომ ტემპერატურა  $T_2$ , ნარჩენი აირის  $T_1$  ტემპერატურის ტოლია.

### ხწრაფი წვის ციკლის თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი

თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი ან, როგორც მას ზოგ შემთხვევაში უწოდებენ, თეორიული ციკლის ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი, ახასიათებს სითბოს გამოყენების ხარისხს მოცემულ ციკლში და წარმოადგენს მარჯ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს თარღობას დახარჯულ სითბოსთან.

იმის გამო, რომ თეორიულ ციკლში შეწოვის ხაზი ეთავსება განდევნის ხაზს და, გარდა ამისა; წვის პროცესი და წნევის ვარღდა განდევნის დასაწყისში მიმდინარეობენ მუდმივი მოცულობის დროს — მთლიანი მარჯი მუშაობა გამოითვლება როგორც გაგანიერებისა და კუმშვის მუშაობათა სხვაობა; მაგრამ, რადგანაც ადიაბატურ პროცესში შინაგანი ენერჯიის ცვაღებაღობა წარმოებს მხოლოდ დახარჯული ან მიღებული მუშაობის ხარჯზე — ამიტომ  $\alpha$  და  $\beta$  წერტიღებში (ნახ. 24) შინაგანი ენერჯიების სხვაობა გამოსახავს გაგანიერების მუშაობას, ხოლო  $c$  და  $a$  წერტიღებში შინაგანი ენერჯიების სხვაობა — კუმშვის მუშაობას.

ამიტომ თუ ავიღებთ 1 კგ საწვაეს, თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტისათვის მივიღებთ გამოსახუღებას:

$$\eta_i = \frac{U'_b - U'_a}{H_u}, \quad (17)$$

საღაც:  $U'_b$  —  $\alpha$  და  $\beta$  წერტიღებში შინაგანი ენერჯიების სხვაობა;

$U'_a$  —  $c$  და  $a$  წერტიღებში შინაგანი ენერჯიების სხვაობა;

$H_u$  — 1 კგ საწვაეის უღაბღესი თბოუნარიანობა.

ბენზინით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავის მაგალითზე პროფ. ვ. ა. პეტროვმა ჩაატარა თბური გაანგარიშება და განსაზღვრა  $\eta_i$ -ს სიღიდეები სხვადასხვა კუმშვის ხარისხისა და ჰაერის სიჰარბის კოეფიციენტის მნიშვნეღობებებისათვის.

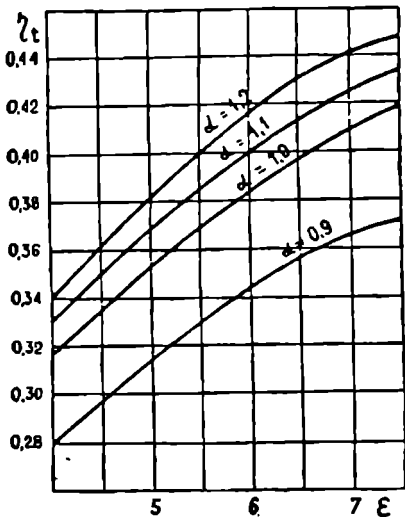
ამ გამოანგარიშების შეღდეგები გრაფიკული სახით მოცემულია 27-ე ნახ.ზე.

ნამღვიღი ციკლის შესწავღის დროს, მისი სრულყოფიღობის და თეორიულ ციკლთან მიახღობების შეფასებისათვის, საჰირო ხღდება  $\eta_i$ -ს გამოთღვღა. ვინაიღდან  $\eta_i$ -ს გამოთღვღა (17) ტოღობის მიხედვით მოითხოვს რთული

თბური გაანგარიშების ჩატარებას, ამიტომ ხშირად  $\eta_i$ -ს ანგარიშობენ ემპირიული ფორმულებით; ამ ფორმულებს საფუძვლად უდევს  $\eta_i$ -ს გამოსახულება იდეალური ციკლისათვის:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (18)$$

აქ  $\kappa$  წარმოადგენს კუმშვისა და გაგანიერების ადიაბატის მაჩვენებელს, რომელიც მუდმივი სითბოტევადობების შემთხვევაში, ჰაერისათვის უდრის 1,4. განსახილველ შემთხვევაში სითბოტევადობები იცვლებიან ტემპერატურისაგან დამოკიდებულებით და, გარდა ამისა, წვის ღროს იცვლება სამუშაო ტანის ქიმიური შედგენილობა — რის გამოც  $\kappa$  ცვალებადი და ამასთანავე კუმშვისა და გაგანიერების ადიაბატისათვის სხვადასხვა სიდიდის იქნება. ამიტომ, თუ ჩვენ მოვისურვებთ გამოვიყენოთ  $\eta_i$ -ს გამოსახულება იდეალური ციკლისათვის, საჭირო იქნება თეორიული ციკლი შევცვალოთ ფიქტიური ციკლით, გამოვთვალოთ ამ ციკლის მიხედვით ადიაბატის პირობითი მაჩვენებელი  $\kappa$  და შემდეგ (18) ტოლობით ვიანგარიშოთ  $\eta_i$ .



ნახ. 27.  $\eta_i$ -ს ცვალებადობა  $\epsilon$  და  $\kappa$ -დან დამოკიდებულებით.

პირობითი მაჩვენებელი  $\kappa$  და მოკიდებულია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისაგან  $\alpha$  და გამოითვლება პროფ. ნ. რ. ბრილინგის მიერ შედგენილი შემდეგი ემპირიული ფორმულებით:

$$\text{თუ } \alpha \leq 1 \quad \kappa = 0,913 + 0,36\alpha; \quad (19)$$

$$\text{თუ } \alpha \geq 1 \quad \kappa = 1,143 + 0,13\alpha. \quad (20)$$

ემპირიული ფორმულებით (შედარებით  $\eta_i$ -ს ქვეშარტ მნიშვნელობასთან)  $\eta_i$ -ს გამოთვლისას დაშვებული ცდომილება არ აღემატება 1,5%, რაც ადასტურებს, რომ ნაჩვენები გამარტივებული მეთოდის გამოყენება პრაქტიკული გამოთვლების ღროს საეცებით დასაშვებია.

### შერეული ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

შერეული ციკლის თერმული მარგი ქმედებას კოეფიციენტისათვის ვღებულობთ გამოსახულებას:

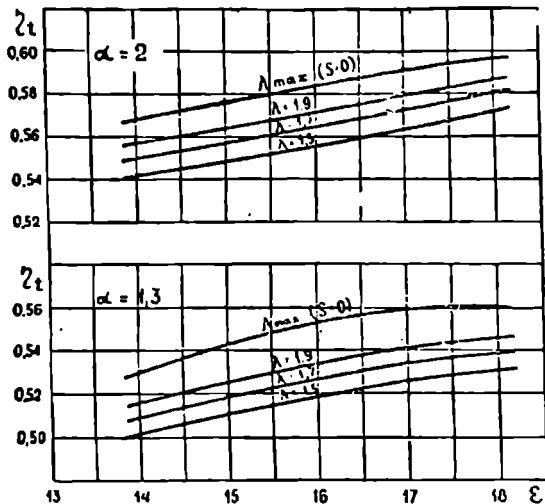
$$\eta_i = \frac{U_b - U_c + AL_{rx}}{H_u} \quad (21)$$

სადაც:  $U_a$  —  $z$  და  $b$  წერტილებში (ნახ. 24) შინაგანი ენერგიების სხვაობაა;  
 $U_a^c - c$  და  $a$  წერტილებში (ნახ. 24) შინაგანი ენერგიების სხვაობა;  
 $AL_i$  —  $z'$  პროცესის განმავლობაში (ნახ. 24) შესრულებული მუშაობის  
 ეკვივალენტური სითბო.

უკომპარესორო დიზელის მაგალითზე ი. ი. გუტერმანმა ჩაატარა თბუ-

რი გაანგარიშება და მიიღო თეორიული ციკლის თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტის მნიშვნელობები კუმშვის ხარისხის, წნევის ზრდის ხარისხის და ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის სხვადასხვა სიდიდისათვის.

ი. ი. გუტერმანის გამოთვლის შედეგები, მრუდების სახით, ნაჩვენებია 28-ე ნახ.ზე. მრუდები ვეჩვენებს, რომ ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის, წნევის ზრდის ხარისხისა და კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს  $\eta_c$ -ს



ნახ. 28.  $\eta_c$ -ს ცვალებადობის მრუდები  $\epsilon$  გან დამოკიდებულებით სხვადასხვა  $\lambda$ -სა და  $\alpha$ -სათვის.

მნიშვნელოვან ზრდას. საყურადღებოა ის გარეპოებაც, რომ ერთი და იგივე  $\alpha$  და  $\epsilon$ -სათვის  $\eta_c$  მაქსიმალურია მაშინ, როცა წინასწარი გაგანიერების ხარისხი  $p=1$  (და გვაქვს  $\lambda_{max}$ ), ე. ი. მაშინ, როცა შერეული ციკლი გადადის სწრაფი წვის ციკლში.

### თ ა ვ ი III

## ოთხტაქტიანი ძრავის ნამდვილი საშუალო ციკლი

### § 1. ზოგადი განმარტება

ოთხტაქტიანი ციკლი სრულდება მუხლა ლილვის ორი შემობრუნების, ან რაც იგივეა, დგუშის ოთხი სვლის განმავლობაში.

ციკლი შედგება ერთიმეორის თანმიმდევარი შემდეგი პროცესებისაგან: შეწოვა, კუმშვა, წვა, გაგანიერება და განდევნა.

29-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია ორი ინდიკატორული დიაგრამა. პირველი შეესაბამება ისეთ ოთხტაქტიან ძრავს, სადაც საშუაო ნარევის აალება ელექტრონაპერწყლით ხორციელდება (კარბურატორიანი და აირით მომუშავე ძრავ

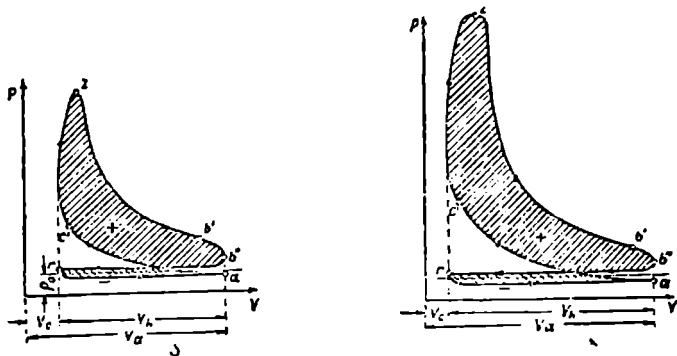


ვები), ხოლო მეორე დიაგრამა ისეთ ძრავს, სადაც აალება ჰაერის ძლიერი კუმშვით ხდება (დიზელის ძრავები).

ინდიკატორულ დიაგრამებზე ისრებით ნაჩვენებია ციკლის მიმართულება და პროცესების თანმიმდევრობა.

ვინაიდან ციკლი შედგება მეტად რთული ფიზიკური და ქიმიური პროცესებისაგან და ხშირად შეუძლებელი ხდება ზოგიერთი მოვლენის თეორიული აღრიცხვა — ამიტომ, ასეთ შემთხვევაში, საჭიროა ამ მოვლენების გავლენის გასათვალისწინებლად გამოვიყენოთ ემპირიული კოეფიციენტები.

ინდიკატორული დიაგრამა აგებულია  $p - V$  კოორდინატებში (წნევა-მოცულობა), რის გამოც მისი ფართი გამოხატავს მუშაობას. 29-ე ნახ.ზე „ა“



ნახ. 29. ოთხტაქტიანი ძრავების ინდიკატორული დიაგრამები:

- ა) როცა აალება ელექტრონაპერწყლით ხდება;
- ბ) როცა აალება კუმშვით ხდება.

ნიშნით აღნიშნული წახაზული ფართი შეესაბამება ციკლისაგან მიღებულ მარგ მუშაობას, ფართი „—“ ნიშნით კი შეესაბამება შეწოვისა და განდევნის დროს დახარჯულ მუშაობას და გამოსახავს ეგრეთ წოდებულ ტუმბოსებრ დანაკარგებს.

თეორიული ციკლისაგან განსხვავებით, ნამდვილი ციკლის თავისებურებებია:

1. შეწოვისა და განდევნის დროს ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობის არსებობა;
2. მოძრავ აირის ინერციის გავლენა ცილინდრების შეესებაზე და ნამუშევარი აირებისაგან გაწმენდაზე;
3. აალება ზედა მკვდარ წერტილზე აღრე და წვის გავრცელება გაგანიერების პროცესის განმავლობაში;
4. სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის;
5. შეწოვისა და განდევნის დროს სარქველების გასავალი კვეთის ფართის ცვალებადობა;
6. სარქველების გაღება და დახურვა, როგორც წესი, მკვდარი წერტილების მიმართ განსაზღვრული წინსწრებით ან დაგვიანებით.

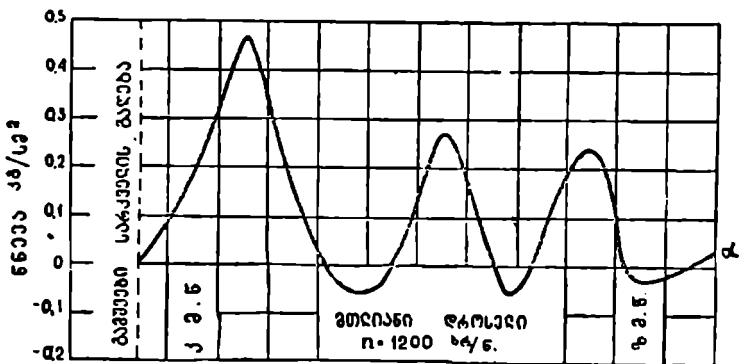
დასახელებული თავისებურებანი ადასტურებენ, რომ ნამდვილი ციკლი არაშექცევადი ციკლია.

## § 2. წნევა გამოძვება და შემწოვ მილვაში

იმის გამო, რომ განდენისა და შეწოვის დროს არსებობს ჰიდრავლიკური წინაღობა, — საშუალო წნევა გამოძვებებ მილში მუდამ გამოდის ატმოსფერულზე მეტი, ხოლო შემწოვ მილში — ატმოსფერულზე ნაკლები; მაგრამ, რადგანაც გამოძვებებ და შემწოვ მილებში მოძრავ აირს აქვს განსაზღვრული მასა და მისი მოძრაობის სიჩქარე ცვალებადია — ამიტომ, აირის ინერციის გავლენით, გამოძვებებ და შემწოვ მილებში წნევები მუდმივად იცვლება და ამ ცვალებადობას რხევითი ხასიათი აქვს. ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ცალკეულ მომენტში, წნევა გამოძვებებ მილში შეიძლება გამოვიდეს ატმოსფერულზე ნაკლები — შემწოვ მილში კი — ატმოსფერულზე მეტი.

გამომშვებ და შემწოვ მილებში წნევის ცვალებადობის კანონის შესწავლას მეტად დიდი თეორიული და პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს, რადგანაც ამაზეა დამოკიდებული ცილინდრების შევსებისა და გაწმენდის ხარისხი. უნდა აღინიშნოს, რომ ეს საკითხი ჯერჯერობით არაა საკმარისად შესწავლილი.

თუ გამოძვებები სარქველის დახურვის მომენტს შევეუფარდებთ იმ მდგომარეობას, როცა გამოძვებებ მილში გაუხშოება გვაქვს, მაშინ გამოძვებები მილი განახორციელებს გამოძვოვ მოქმედებას და ცილინდრი უკეთესად გა-



ნახ. 30 ერთცილინდრიანი ძრავის გამოძვებებ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

სუფთავდება ნამუშევარი აირებისაგან. ასევე, თუ შემწვებები სარქველის ღია მდგომარეობაში წნევა შემწოვ მილში მაღალი იქნება — ცილინდრი უკეთესად შეივსება.

გამომშვებ და შემწოვ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი დამოკიდებულია ცილინდრების რაოდენობაზე და ძრავის მუშაობის რეჟიმზე. ის შევეთრად იცვლება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობით და დადროსელებით.

წნევების ცვალებადობის ხასიათი, დამოკიდებულია აგრეთვე გამოძვებები და შემწვებები მილების სიგრძის, დიამეტრისა და კონსტრუქციისაგან (მუხლები, შიგა ზედაპირის დამუშავების ხარისხი და სხვ).

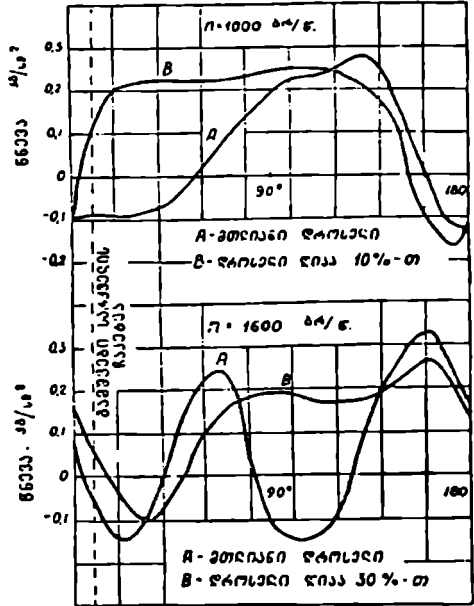
მაგალითისათვის, 30-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ძრავის, ხოლო 31-ე ნახ-ზე ოთხცილინდრიანი ძრავის ( $M-1$ ) გამომშვებ მილში წნე-ვების ცვალებადობის დიაგ-რამები.

ამ დიაგრამების აბსცის-თა ღერძი გამოსახავს მუხ-ლა ლილვის შემობრუნების კუთხეს გრადუსებში, ორდი-ნატთა ღერძი კი — წნევას გამომშვებ მილში.

დიაგრამები გვიჩვენებს თუ საშუალო ციკლის მიმდი-ნარეობასთან ერთად რო-გორ მკვეთრად იცვლება წნე-ვა გამომშვებ მილში.

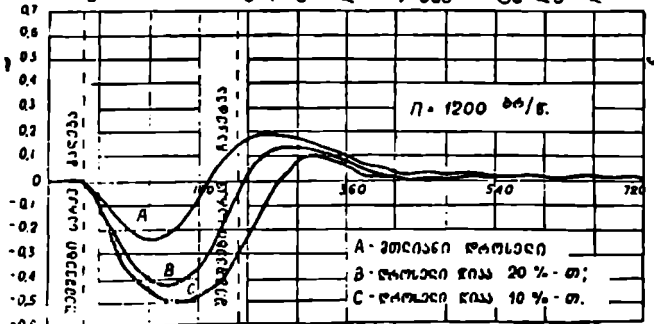
გამომშვები მილის გა-მომწოვი ეფექტი შეიძლება გამოეყენოთ იმ შემთხვევა-ში, როდესაც გამომშვები სარქველის დახურვის მო-მენტი თანხვედება გაუხშოე-ბას გამომშვებ მილში.

წნევა შემწოვ მილშიაც ძლიერ ცვალებადობს, რაც გარკვევით მოჩანს 32-ე და 33-ე ნახ-ზე. პირველზე გამო-სახულია ერთცილინდრიანი, ხოლო მეორეზე, — ოთხცი-ლინდრიანი ძრავის ( $M-1$ ) შემწოვ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.



ნახ. 31 ოთხცილინდრიანი ძრავის გამომშვებ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

ნახ. 32-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ერთცილინდრიანი ძრავის ( $M-1$ ) შემწოვ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

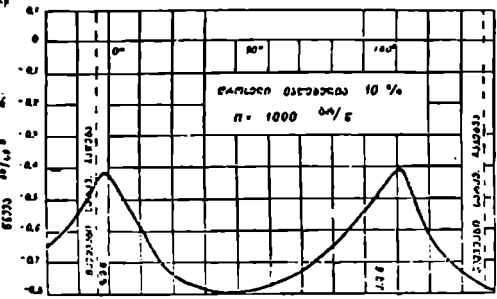
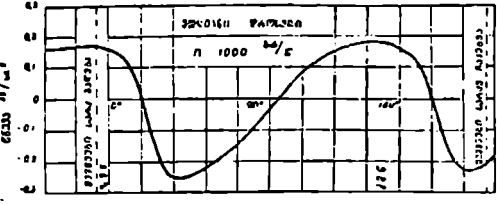


ნახ. 32. ერთცილინდრიანი ძრავის შემწოვ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

დიაგრამებიდან ჩანს, რომ მთლიანი დროსელით ოთხცილინდრიანი ძრავის მუშაობის დროს, შემშვები სარქველის გაღების მომენტში, კარბი წნევა აღ-

წესს 0,2 კვ/სმ<sup>2</sup>, მაშინ, როცა მიხურულ დროსელზე ეს წნევა უარყოფითი ხდება.

ერთცილინდრიან ძრავში წნევა შემშვები სარქველის გაღების მომენტში ატმოსფერული წნევის ტოლია. ეს იმიტომ, რომ ასეთ ძრავში შემშვები სარქველის გაღებებს შორის შუალედი დიდია და აირები ასწრებენ დაწნარებას.



ნახ. 33. ოთხცილინდრიანი ძრავის შემწვავ მილში წნევების ცვალებადობის ხასიათი.

გვიან. ზოგ ძრავში განდევნის დასასრულს და შემწვავის დასაწყისში ორივე სარქველი ერთდროულად არის გაღებული და, როგორც ამბობენ, ადგილი აქვს სარქველების „გადახურვას“.

სარქველების გაღებისა და ჩაკეტვის მომენტების დაცენას მკვლარი წერტილების მიმართ, განმოსახულს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის სიდიდით — განაწილების ფაზებს უწოდებენ.

**გამომშვები სარქველის გაღების მომენტი**

შიგაწვის ძრავის გამომშვები სარქველი იწყებს გაღებას ქვედა მკვლარ წერტილში ღუშის ნისვლამდე, ე. ი. მაშინ, როდესაც ჯერ კიდევ არ არის დამთავრებული გაგანიერების პროცესი. გამომშვები სარქველის გაღების ასეთი წინსწრების აუცილებლობის გასარკვევად, განვიხილოთ 34-ე ნახ-ზე ნაჩვენები ინდიკატორული დიაგრამა (ნახ-ზე ნაჩვენებია დიაგრამის ნაწილი).

გამომშვებმა სარქველმა ქვედა მკვლარ წერტილში რომ დაიწყოს გაღება (34-ე ნახაზი, წერტილი 1), მაშინ სარქველის მცირე გასავალი კვეთის გამო, ნაშუშვარი აირი ვერ მოასწრებს ცილინდრიდან დროულად გამოს-

ზემომოყვანილი დიაგრამები აღებულია ავტორის მიერ, „МВТУ — ТИ-2“ მარკის ელექტროანემატიკური ინდიკატორით.

**§ 3. განაწილების ფაზები**

თეორიული ციკლის განხილვის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ სარქველების გაღებისა და დახურვის მომენტები თანხვედბამკვლარ წერტილებს.

ნამდვილ ძრავში, ცილინდრების უკეთესი გასუფთავებისა და შევების მიზნით, სარქველები იღება და იხურება მკვლარ წერტილებზე უფრო ადრე ან უფრო

ვლას; ამის შედეგად, განდევნის სელის დასაწყისში წინაღი წნევა მაღალი იქნება — რაც ინდიკატორული დიაგრამის ფართის და, მაშასადამე, ძრავის სიმძლავრის შემცირებას გამოიწვევს.

ძრავის სიმძლავრე იმ შემთხვევაშიაც შემცირდება, თუ გამომშვები სარქველი მეტად ადრე გაიღება (წერტილი 3). ეს მოხდება იმიტომ, რომ გაგანიერების დასასრულს, წნევის ხაზი, მკვეთრად დაეცემა და გამოიწვევს ინდიკატორული დიაგრამის ფართის შემცირებას.

ყველაზე უფრო სრულ ინდიკატორულ დიაგრამას და, მაშასადამე, მის მაქსიმალურ ფართს მივიღებთ მაშინ, თუ სარქველი გაიღება წერტილში 2 (ნახ. 34).

მოცემული ძრავისათვის გამომშვები სარქველის გაღების ოპტიმალური მომენტის დადგენა ექსპერიმენტული გზით წარმოებს. გაღების მომენტი დიდადაა დამოკიდებული ძრავის მუშაობის რეჟიმისაგან. ცხადია, რომ რაც უფრო მეტად სწრაფსელიანი იქნება ძრავი, მით უფრო ადრე უნდა გაიღოს გამომშვები სარქველი.

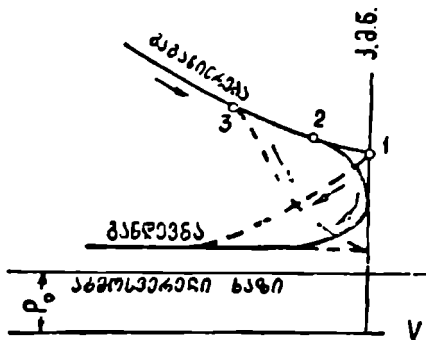
სატრაქტორო ძრავებისათვის, რომელთა ბრუნთა რიცხვი არ აღემატება 1600 ბრ/წუ გამომშვები სარქველის გაღების წინსწრების კუთხე შეადგენს 30 — 50°; საავტომობილო ძრავებისათვის კი, ეს კუთხე, ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით, იცვლება 40 — 70° ზღვრებში.

### გამომშვები სარქველის დახურვის მომენტი

გამომშვები სარქველის დახურვა ხდება მცირე დაგვიანებით, მაშინ როდესაც დგუში რამდენიმედ გადასცდება ზედა მკედარ წერტილს. ასეთი ლონისძიება ნამუშევარი აირისაგან ცილინდრის უკეთესად გასუფთავების შესაძლებლობას იძლევა.

მართლაც, ზედა მკედარ წერტილთან, დგუშის მიახლოებისას სარქველის გასავალი კვეთი მცირდება და ნამუშევარი აირისათვის განდევნის დიდ წინაღობას ქმნის. სარქველი ზედა მკედარ წერტილში რომ დაიხუროს, ნარჩენი აირის წნევა და, მაშასადამე, რაოდენობა დიდი იქნება, რაც ხელს შეუშლის ცილინდრში ახალი მუხტის შეწოვას და გამოიწვევს ძრავის სიმძლავრის შემცირებას.

როდესაც სარქველი დაგვიანებით იხურება მაშინ, მიუხედავად იმისა, რომ დგუში უკვე ქვემოთ მოდის და ე. ი. ფაქტიურად უკვე დაწყებულია შეწოვის პროცესი, — ნამუშევარი აირი ინერციის გავლენით განაგრძობს გაშვებას გამომშვები სარქველიდან. სარქველი მაშინ უნდა დაიხუროს როცა ნამუშევარი აირის განდევნის სიჩქარე ნულს მიუახლოვდება.



ნახ. 34. გამომშვები სარქველის გაღების მომენტის დადგენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე.

ცილინდრის გასუფთავება უფრო უკეთესი იქნება თუ გამომშვები სარკველის დახურვის მომენტი დაემთხვევა გაუხშობას გამომშვებ მილში.

გამომშვები სისტემის კონსტრუქციისა და ძრავის ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით, გამომშვები სარკველის დახურვით დაგვიანება, მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მიხედვით, შეადგენს 5 — 30°.

ამ კუთხის შერჩევა ექსპერიმენტულად წარმოებს.

### შემშვები სარკველის გაღების მომენტი

შემშვები სარკველი უნდა გაიღოს ზედა მკედარ წერტილთან ახლოს, მაშინ, როდესაც ცილინდრში წნევა შემწოვ მილში არსებულ წნევაზე ნაკლები გახდება. ამ თვალსაზრისით შემშვები სარკველის გაღების მომენტი დამოკიდებული იქნება ნარჩენი აირის წნევაზე და იმ წნევაზე, რომელიც დამყარდება შემწოვ მილში. სწრაფვლიან, მრავალცილინდრიან ძრავებში მოძრავი აირის დიდი ინერციის გამო, წნევა შემწოვ მილში იზრდება და ცალკეულ შემთხვევებში, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, ატმოსფერულზე მაღალია. ამ მოვლენის გამოყენებით, ასეთ ძრავებში შესაძლებელია შემშვები სარკველის გაღება მაშინ, როცა დგუში არაა მისული ზედა მკედარ წერტილში.

მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავებში აირის ინერცია უმნიშვნელოა და ამიტომ შემშვები სარკველი უნდა გაიღოს დაგვიანებით, მაშინ, როცა დგუში გადასცდება ზედა მკედარ წერტილს და ცილინდრში ნარჩენი აირების გაგანიერების გამო, გაუხშობა შეიქმნება.

შემშვები სარკველის გაღების მომენტი დამოკიდებულია აგრეთვე ცილინდრების რაოდენობაზე, შემშვები და გამომშვები კოლექტორის კონსტრუქციაზე და სხვ.

შემშვები სარკველის გაღების საუკეთესო მომენტს აწესებენ ექსპერიმენტულად. თანამედროვე ძრავებისათვის ის იცვლება + 10°-დან — 15°-მდე.

### შემშვები სარკველის დახურვის მომენტი

თეორიულ ძრავში შემშვები სარკველის დახურვა უნდა მოხდეს ქვედა მკედარ წერტილში. ნამდვილ ძრავისათვის ასეთი პირობა სრულიად მიუღებელია, რადგანაც ქვედა მდგომარეობაში დგუშის ყოფნის დროს ცილინდრში შემაჯალ მუხტს (საწვავი ნარჩევი ან ჰაერი) ძალიან მაღალი სიჩქარე და, მაშასადამე, ცილინდრში შესვლის უნარი აქვს. ამის გამო შემშვები სარკველი მუდამ დაგვიანებით, — ქვედა მკედარ წერტილის შემდეგ — იხურება.

აღსანიშნავია, რომ ეს ღონისძიება დადებით გავლენას ახდენს ცილინდრების შევსებაზე და იწვევს ძრავის სიმძლავრის მკვეთრ ზრდას.

ცხადია, რომ შემშვები სარკველის დახურვის დაგვიანების სიდიდე ძრავის ბრუნთა რიცხვისაგანაცაა დამოკიდებული. რაც უფრო დიდია ბრუნთა რიცხვი, მით უფრო სწრაფად მოძრაობს მუხტი და, მაშასადამე, მით უფრო გვიან უნდა დაიხუროს შემშვები სარკველი.

თანამედროვე სატრაქტორო ძრავებისათვის შემშვები სარკველის დახურვის დაგვიანების კუთხე შეადგენს  $20 \div 50^\circ$ , საავტომობილო ძრავებისათვის კი  $30 \div 70^\circ$ .

## სარქველების გადახურვა

შემშვები სარქველის ნადრევი გაღებისა და გამომშვები სარქველის დაგვიანებული დახურვის გამო ხშირ შემთხვევაში ადგილი აქვს სარქველების გადახურვას, და განსაზღვრული დროის განმავლობაში ორივე სარქველი ერთდროულად არის ღია. ამ დროს, მიუხედავად დგუშის მოძრაობისა ზემოდან ქვემოთ, ნამუშევარი აირის ნაკადი არ იცვლის მიმართულებას და განაგრძობს განდევნას გამომშვებ მილში. ერთდროულად ცილინდრში შესვლას იწყებს ახალი მუხტი, რასაც ხელს უწყობს ნამუშევარი აირის მოძრაობის გამომწოვი მოქმედება.

ღიზელის ზოგიერთ ძრავში, სარქველების გადახურვის ხარჯზე, ხორციელდება ახლად შესული ჰაერით კუმშვის კამერიდან ნამუშევარი აირების გამოქრევა.

აღსანიშნავია, რომ ძლიერ დიდი გადახურვის დროს შეიძლება ადგილი ექნეს ნამუშევარი აირის მოხვედრას შემწოვ მილში ან სუფთა მუხტის გაყოფბას გამომშვებ მილში.

მცირე ბრუნთა რიცხვის მქონე ძრავებში სარქველების გადახურვას არაა გამოყენებული.

დასასრულ უნდა შევნიშნოთ, რომ ძრავის მუშაობის ყოველ სხვადასხვა რეჟიმს თავისი შესაფერისი ოპტიმალური განაწილების ფაზები შეესაბამება. ამიტომ, სატრანსპორტო ძრავებისათვის, რომლებიც ცვალებადი რეჟიმით მუშაობენ, განაწილების ფაზებს არჩევენ ძირითადად იმ რეჟიმისათვის, რომელიც ექსპლოატაციაში ყველაზე უფრო ხშირად გვხვდება.

## § 4. შეწოვის პროცესი

შეწოვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს ცილინდრების შევსება ახალი მუხტით. ღიზელის ძრავებში ახალ მუხტს ატმოსფერული ჰაერი წარმოადგენს, კარბურატორიდან და აირით მომუშავე ძრავებში კი — საწვავი ნარევი.

შეწოვის პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობაზე დიდადაა დამოკიდებული ახალი მუხტით ცილინდრის შევსების ხარისხი და, მაშასადამე, ძრავის სიმძლავრეც.

შეწოვის პროცესი იწყება ნამუშევარი აირის განდევნის შემდეგ, როდესაც კუმშვის კამერის მოცულობა გამოვსებულია, ატმოსფერულზე მეტი წნევის მქონე, ნარჩენი აირით.

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

იმის გამო, რომ შემშვებ სისტემას აქვს წინაღობა — წნევა შეწოვის განმავლობაში მუდამ ატმოსფერულზე ნაკლებია.

ამ მხრივ გამონაკლისს წარმოადგენს ისეთი ძრავი, სადაც საწვავი ნარევის ან ჰაერის მიწოდება ცილინდრში ჩაბერვით (იძულებით) ხდება.

ქვემოთ განხილულია ისეთი ძრავები, სადაც მუხტის ჩაბერვა (იძულებითი მიწოდება) გამოყენებული არაა.

## შეწოვის პროცესის პარამეტრები

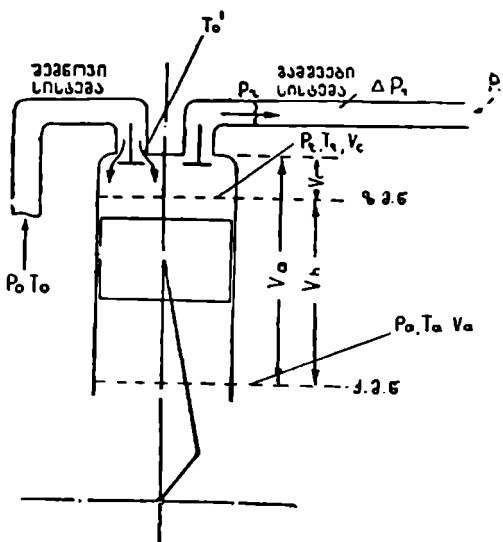
35-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავის უმარტივესი სქემა, რომელიც შეესაბამება შეწოვის პროცესს.

ძრავი იკვებება ატმოსფერული ჰაერით, რომლის წნევაა  $p_0$ , ტემპერატურა კი  $T_0$ .

შეწოვის პროცესზე გავლენას ახდენს ტემპერატურა  $T_0'$ , რომელიც აირს აქვს შემშვებ სარქველში გავლის დროს. ტემპერატურა  $T_0'$ , ჩვეულებრივ, რამდენიმედ განსხვავდება ატმოსფერული ჰაერის  $T_0$  ტემპერატურისაგან.

36-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ინდიკატორული დიაგრამის ნაწილი, სადაც გარკვევითაა გამოსახული შეწოვის პროცესი.

სიმარტივისათვის დაეუშვათ, რომ შეწოვის პროცესი იწყება წერტილში  $r$  (ნახ. 36), ე. ი. ზედა მკვდარ წერტილში. ამ დროს ცილინდრში (კამერაში) იმყოფება ნარჩენი, ნამუშევარი აირი. ნარჩენი აირის წნევა უდრის  $p$ -ს, ტემპერატურა  $T_r$ -ს (ან სტანდარტულ გრა-

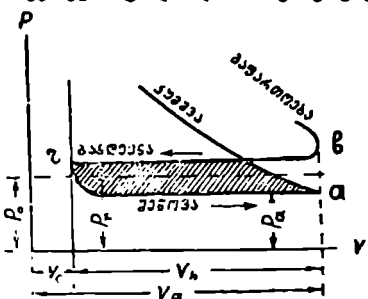


ნახ. 35. ძრავის სქემა.

დუსებში  $r$ -ს), ხოლო მოცულობა  $V_r$ -ს. ცხადია, რომ ნარჩენი აირის  $V_r$  მოცულობა კუმშვის კამერის  $V_c$  მოცულობის ტოლი იქნება.

ცილინდრში შესული ახალი მუხტი შეიკრება ცილინდრში მყოფ ცხელ ნარჩენ აირს და შეწოვის ბოლოს მყარდება რაღაც საშუალო ტემპერატურა.

სიმარტივისათვის იღებენ თითქოს შეწოვის პროცესი ქვედა მკვდარ წერტილში მთავრდება (წერტილი  $a$ , ნახ. 36), თუმცა სინამდვილეში ცილინდრის შეესება ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგაც გრძელდება. აღსანიშნავია, რომ ასეთი დაშვება გამოანგარიშების შედეგზე გავლენას არ ახდენს, რადგანაც ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ პროცესი გათვალისწინებულია შეკუმშვის პროცესთან ერთად.



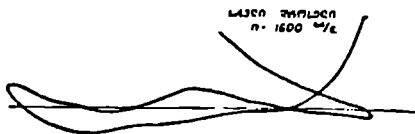
ნახ. 36. შეწოვის პროცესის გამომსახველი დიაგრამა.



შეწოვის პროცესის დამახასიათებელ პარამეტრებად ითვლება აირის წნევა ( $p_a$ ), ტემპერატურა ( $T_a$ ) და მოცულობა ( $V_a$ ) შეწოვის დასასრულს (მიღებული პირობის თანახმად ქვედა მკვდარ წერტილში).

შეწოვის პროცესთან ერთად განიხილება ისეთი მნიშვნელოვანი პარამეტრები როგორცაა შევსების კოეფიციენტი ( $\eta$ ) და ნარჩენი აირის კოეფიციენტი ( $\gamma$ ).

37-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია „3HC — 5“ მარკის ძრავისაგან სუსტი ზამბარით აღებული ინდიკატორული დიაგრამა (მთლიანი დროსელით ძრავის მუშაობის დროს).



ნახ. 37. მომუშავე ძრავისაგან სუსტი ზამბარით აღებული ინდიკატორული დიაგრამა.

დიაგრამა გვიჩვენებს, რომ

რეალურ ძრავში როგორც განდევნის, ისე შეწოვის ხაზებს ტალღისებრი სახე აქვს. მიუხედავად ამისა, თეორიული განხილვის დროს საკითხის გამარტივების მიზნით, განდევნის და შეწოვის ხაზებს მდოვრული სახით ვიხილავთ, ისე როგორც ეს ნაჩვენებია 36-ე ნახ-ზე (ხაზები  $hr$  და  $ra$ ).

### მუხტის ტემპერატურა შემწოვ საჩქველთან

მუხტი, შემწოვ მილში გავლის დროს, სითბოს განსაზღვრულ რაოდენობას მილის გაცხელებული კედლებისაგან ღებულობს და, ამის გამო, წარმოებს მუხტის შეთბობა. მუხტის ტემპერატურა  $T_0'$ , რომელიც დაწყარდება შემწვებ სარჩველთან, შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$T_0' = T_0 + \Delta T, \quad (22)$$

სადაც:  $T_0$  — ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურაა;

$\Delta T$  — ტემპერატურის ნამატი შეთბობის გამო.

კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\Delta T$ -ს სიდიდის შეფასების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ შემწოვ მილში მუხტის მოძრაობასთან ერთად წარმოებს საწვავის აორთქლება, რაზედაც სითბოს განსაზღვრული რაოდენობა იხარჯება და ამით შეთბობის ეფექტი მცირდება.

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

ზოგიერთ კარბურატორიან ძრავში (მაგალითად, ნავით მომუშავე ძრავი), საწვავის აორთქლების გასაუმჯობესებლად, მოწყობილია შემწოვი მილის სპეციალური შეთბობა რაც  $\Delta T$ -ს ზრდას იწვევს.

ძლიერი შეთბობა არაა ხელსაყრელი, რადგან ის ამცირებს მუხტის სიმკვრივეს და, მაშასადამე, ცილინდრის წონითი შევსებას, რასაც თან სდევს ძრავის სიმძლავრის შემცირება. ამავე დროს კარბურატორიან ძრავში არასაკმარისი შეთბობა შეიძლება გახდეს ძრავის სიმძლავრის შემცირებისა და მისი შიგა ნაწილების დაჩქარებული ცვეთის მიზეზი, რადგანაც ამ დროს არ მოხდება საწვავის საკმარისი აორთქლება, გაჩნდება თხევადი საწვავის

მნიშვნელოვანი ფენა შემწოვი მილის კედლებზე და ადგილი ექნება საწვავის კონდენსაციას ცილინდრში.

ძრავის ბრუნთა რიცხვი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს შეთბობის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის მატების დროს, მიუხედავად იმისა, რომ შემწოვი მილის კედლების ტემპერატურა იზრდება — მუხტის შეთბობა მცირდება. ეს იმიტომ ხდება, რომ ამ დროს მუხტი უფრო სწრაფად მოძრაობს, მცირედროსი განმეალებათა ეხება მილის ცხელ კედლებს და ამიტომ ნაკლებ სითბოს ღებულობს.

ექსპერიმენტული მასალა გვიჩვენებს, რომ კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\Delta T$ -სა და ძრავის ბრუნთა რიცხვს შორის შეიძლება მივიღოთ სწორხაზობრივი დამოკიდებულება: ასეთ შემთხვევაში გვექნება:

$$\Delta T = A - Bn, \quad (23)$$

სადაც:  $A$  და  $B$  — მუდმივებია;

$n$  — ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ავტორის მიერ ჩატარებული ცდების შედეგად მიღებულია  $A$  და  $B$  კოეფიციენტების შემდეგი სიდიდეები:

„M — 1“ ძრავისათვის —  $A=32$ ,  $B=0,005$ ;

„3HC — 5“ ძრავისათვის —  $A=42$ ,  $B=0,009$ .

სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ  $\Delta T$ -ს შემდეგი საშუალო მნიშვნელობანი:

დიზელის ძრავებისათვის . . . . .  $10 \div 25^\circ$ ;

ბენზინით და აირით მომუშავე ძრავებისათვის  $10 \div 40^\circ$ ;

სპეციალური შეთბობის მქონე ნავთით მომუშავე ძრავისათვის  $60 \div 110^\circ$ .

ბენზინით მომუშავე ისეთი ძრავისათვის, რომელსაც შემწოვი და გამომშვები მილები სხვადასხვა მხარეს აქვს, შეიძლება მივიღოთ  $\Delta T=0$ ; აქ იგულისხმება, რომ შეთბობით მიღებული სითბო მთლიანად იხარჯება საწვავის აორთქლებაზე.

### ნარჩენი აირის ტემპერატურა

ძრავის თბური გაანგარიშების ჩასატარებლად საჭიროა ვიცოდეთ ნარჩენი აირის ტემპერატურა და წნევა. ამ პარამეტრების შერჩევა გართულებულია იმით, რომ მათი სიდიდე დიდადა დამოკიდებული ისეთ პარამეტრებზე როგორცაა ძრავის კუმშვის ხარისხი, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, დატვირთვა და ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი. ამიტომ თბური გაანგარიშების ჩატარების წინ, ნარჩენი აირის ტემპერატურასა და წნევას ღებულობენ არსებული მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით ან ზოგ შემთხვევაში ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობებით.

არსებული შიგაწვის ძრავებისათვის, სრული დატვირთვით მუშაობის დროს, შეიძლება მივიღოთ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შემდეგი ზღვრები:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $T_r=900 \div 1100^\circ$ ;

2. დიზელის ძრავებისათვის  $T_r=600 \div 800^\circ$ ;

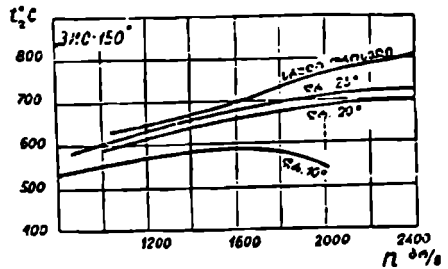
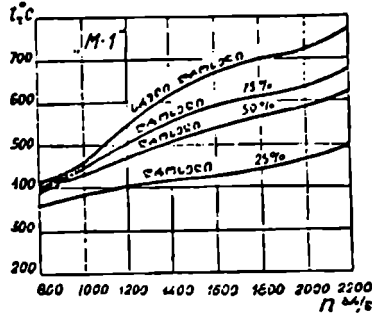
პროცესის სწრაფად მიმდინარეობის გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურის უშუალო გაზომვა ძლიერ რთულდება. დღემდე არ არსებობს ისეთი ხელსაწყო, რომელიც საკმარისი სიზუსტით ჩაწერდა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურის ცვლელბადობას ციკლის მიმდინარეობასთან ერთად და, მაშასადამე, მოკვეცვამდა ტემპერატურის სიდიდეს, რომელიც აირს ექნება განდევნის პროცესის დასასრულს.

ამიტომ ცილინდრიდან გამოდევნილი აირის საშუალო ტემპერატურას გამომწვევებ სარკველთან ზომავენ და გამოთვლების დროს მას იღებენ როგორც ნარჩენი აირის ტემპერატურას.

ტემპერატურის ასეთი გაზომვა ადვილად ხერხდება ჩვეულებრივი თერმომწვევილის დახმარებით.

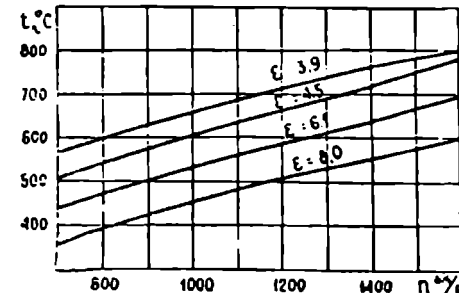
მიღებული წესი, რა თქმა უნდა, არ არის ზუსტი და განსაზღვრულ ცდომილებას იძლევა.

თუ როგორ გავლენას ახდენს ნარჩენი აირის ტემპერატურის არასწორი შერჩევა თბური გაანგარიშების შედეგებზე, გვიჩვენებს პროფ. ვ. ა. პეტროვის მიერ ჩატარებული გამოთვლები. პროფ.



ნახ. 38. ნარჩენი აირის ტემპერატურა „M — 1“ და „3MHC — 120“ ძრავებისათვის.

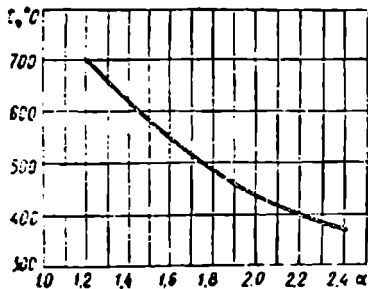
ვ. ა. პეტროვმა გაანგარიშება ჩაატარა ძრავისათვის, რომლის კუშშეის ხარისხი  $\varepsilon = 5$  და მიიღო, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურის შეცვლა 10%-ით (დამოუკიდებლად მისი აბსოლუტური მნიშვნელობისა) ციკლის ტემპერატურებს სცვლის, დაახლოებით, 0,5%-ით, ციკლის წნევებს კი — 0,15%-ით. როგორც ჩანს, ცდომილებები უმნიშვნელოა.



ნახ. 39. ნარჩენი აირის ტემპერატურა ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავისათვის.

ბრუნთა რიცხვისა და დატვირთვისაგან „M — 1“ და „3MHC — 120“ ძრავებისათ-

ვის; 39-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ამავე ტემპერატურის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვისა და კუმშვის ხარისხისაგან ერთცილინდრიანი კარბურატორიანი ძრავისათვის, ხოლო მე-40 ნახ-ზე — ტემპერატურის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვისა და დატვირთვისაგან გრივალური საკნის მქონე დიზელის უკომპრე-



ნახ. 40. ნარჩენი აირის ტემპერატურა დახელის გრივალური საკნის მქონე ძრავისათვის.

სორო ძრავისათვის (ყველა შემთხვევაში ტემპერატურა ნაჩვენებია  $C^{\circ}$ -ში).

38-ე და 39-ე ნახ-ზე მოყვანილი დიაგრამები აგებულია ავტორის მიერ, ხოლო მე-40 ნახ-ზე ნაჩვენებია დიაგრამა — პროფ. ნ. რ. ბრილინგის მიერ ჩატარებული ცდების საფუძველზე.

დიაგრამებიდან ჩანს, რომ ნარჩენი აირის ტემპერატურა მატულობს როდესაც იზრდება ძრავის ბრუნთა რიცხვი ან დატვირთვა, ხოლო ძრავის კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს ნარჩენი აირის ტემპერატურის შემცირებას.

ძრავის ბრუნთა რიცხვის გადიდებით ტემპერატურის ზრდა იმითაა გა-

მოწვეული, რომ ამ დროს მცირდება ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების დრო და, მაშასადამე, გადაცემული სითბოს რაოდენობა, აირს რჩება მეტი სითბო და მისი ტემპერატურაც მეტია.

დატვირთვის გადიდებისას ცილინდრში დამწვარი საწვავის რაოდენობის ზრდას თან სდევს აირის საშუალო ტემპერატურის გადიდება.

კუმშვის ხარისხის გადიდებით, მიუხედავად იმისა, რომ მატულობს ტემპერატურა წვის ბოლოს, ღრმა გაგანიერების გამო ნარჩენი აირის ტემპერატურა მცირდება.

ნარჩენი აირის ტემპერატურაზე გავლენას ახდენს აგრეთვე. ჰაერის სიკაბის კოეფიციენტი  $\alpha$ . მაგალითად, ტრაქტორ „СХТЗ — HATH“-ის ძრავისათვის, როცა  $\alpha = 1,025$  (რეგულება საწვავის მინიმალურ ხარჯზე) ნარჩენი აირის ტემპერატურა იყო  $675^{\circ}C$ , ხოლო, როცა  $\alpha = 0,79$  (რეგულება მაქსიმალურ სიმძლავრეზე) ეს ტემპერატურა შემცირდა  $630^{\circ}C$ -მდე. ამის მიზეზი განმარტებული იყო თეორიული ციკლის განხილვის დროს.

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ იყენებენ ემპირიულ ტოლობებს:

$$\text{როცა } \alpha \geq 1 \quad t_r = \frac{1450}{\varepsilon} + \frac{1092}{\alpha} - 767 + 0,14n, \quad (24)$$

$$\text{როცა } \alpha \leq 1 \quad t_r = \frac{1450}{\varepsilon} - \frac{738}{\alpha} + 1063 + 0,14n. \quad (25)$$

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

## ნარჩენი აირის წნევა

იმისათვის, რომ ნამუშევარი აირი გამოიღვენოს ცილინდრიდან ატმოსფეროში, მან უნდა დაძლიოს ატმოსფერული  $p_0$  წნევა და გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინალობა (ნახ. 35). მაშასადამე, ნარჩენი აირის წნევა შეიძლება გამოისახოს ტოლობით:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r \quad (26)$$

სადაც:  $\Delta p_r$  — გამომშვები სისტემის ჰიდრაულიკური წინალობის შესაბამისი წნევაა.

$\Delta p_r$ -ის სიდიდე დამოკიდებულია გამომშვები სისტემის კონსტრუქციაზე. კერძოდ: გამომშვები სარქველის გასავალი კვეთის სიდიდეზე, გამომშვები მილის ზომებზე, მუხლების რაოდენობაზე, მილის შიგა ზედაპირის დამუშავების სისუფთავეზე და მყუჩის არსებობაზე.

გარდა ამისა,  $\Delta p_r$  მნიშვნელოვნად იზრდება ძრავის ბრუნთა რიცხვის ზრდით. ეს იმიტომ, რომ ბრუნთა რიცხვის მატება იწვევს ნამუშევარი აირის განღევის სიჩქარის ზრდას.

თანამედროვე ძრავებისათვის ნარჩენი აირის წნევა იცვლება ზღვრებში

$$p_r = (1,05 \div 1,25) p_0 \quad (27)$$

ზოგ შემთხვევაში ნარჩენი აირის წნევას ანგარიშობენ ემპირიული ტოლობით:

$$p_r = p_0(1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) \text{ კგ/სმ}^2,$$

სადაც:  $n$  — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია წუთში.

## შეესების კოეფიციენტი

ჩვეულებრივ შიგაწვის ძრავებში, სადაც არ არის გამოყენებული მუხტის იძულებითი მიწოდება (ჩაბერვა), ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის წონა მუდამ ნაკლებია იმ რაოდენობაზე, რომელიც შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში. ეს იმიტომ ხდება, რომ შემწოვ სისტემას აქვს ჰიდრაულიკური წინალობა, შეწოვის დროს ხდება ახალი მუხტის შეთობა და ნარჩენ აირს ატმოსფერულზე უფრო მაღალი წნევა აქვს.

ცილინდრის შეესების ხარისხს ახასიათებს ეგრეთ წოდებული შეესების კოეფიციენტი, რომელიც წარმოადგენს ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში ნამდვილად მოხვედრილი ახალი მუხტის  $G_6$  წონის შეფარდებას იმ თეორიულ  $G_n$  წონასთან, რომელიც შეიძლება მოთავსდეს ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარემოს წნევისა და ტემპერატურის პირობებში.

ამრიგად:

$$\eta_s = \frac{G_6}{G_n} \quad (28)$$

აღსანიშნავია, რომ ნიღბული პირობის თანახმად შეესების კოეფიციენტი შეესაბამება არა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებს, არამედ იმ გარემოს პირობებს, რომელშიც მუშაობს ძრავი განსახილველ შემთხვევაში.

შეესების კოეფიციენტს ზოგჯერ მიწოდების კოეფიციენტს უწოდებენ. თუ ახალი მუხტის კუთრ წონას გარემოს პირობებში აღენიშნავთ ასოთი  $\gamma_0$ , მაშინ გვექნება  $G_s = V' T_0$  და  $G_m = V_A \gamma_0$ . რაც უფლებას გვაძლევს დაეწეროთ:

$$\eta_r = \frac{G_s}{G_m} = \frac{V'}{V_A}, \quad (29)$$

სადაც:  $V'$  — ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობა;

$V_A$  — ცილინდრის სამუშაო მოცულობა.

(29) ფორმულა გვაძლევს შეესების კოეფიციენტის ახალ განსაზღვრას, რომლის მიხედვით ის წარმოადგენს, ერთი ციკლის განმავლობაში, ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი მუხტის გარემოს პირობებზე დაყვანილი მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის სამუშაო მოცულობასთან.

ზოგი ავტორი იყენებს ეგრეთ წოდებული მოცულობითი შეესების კოეფიციენტის ცნებას, ე. ი. ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში მოხვედრილი მუხტის მოცულობის შეფარდებას ცილინდრის სამუშაო მოცულობასთან.

დიზელის ძრავის ცილინდრების შეესება სუფთა ჰაერით ხდება, კარბურატორიანი ძრავის ცილინდრების შეესება კი — საწვავი ნარევით; მაგრამ შეესების კოეფიციენტის გამოთვლის გამარტივების მიზნით, კარბურატორიანი ძრავებისათვის ხშირად ლებულობენ დაშვებას, თითქოს მის ცილინდრებში მხოლოდ სუფთა ჰაერი შედის. ასეთი დაშვება პრაქტიკულად უმნიშვნელო ცდომილებას იძლევა.

შეესების კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ აირის რაოდენობრივი ბალანსი შეწოვის პროცესის განმავლობაში, რომელსაც შემდეგი სახე ექნება:

$$M_a = M_r + M_0. \quad (30)$$

ეს ბალანსი შეიძლება ასე წავიკითხოთ: აირის რაოდენობა შეწოვის ბოლოს ( $M_a$ ) წარმოადგენს ნარჩენ აირისა ( $M_r$ ) და ახლად შეწოვილი მუხტის ( $M_0$ ) ჯამს. ამ შემთხვევაში აირების რაოდენობა გამოსახულია მოლებში; ასეთსავე შედეგს მივიღებთ თუ აირის რაოდენობას გამოვსახავთ წონითს ერთეულებში. თერმოდინამიკის ცნობილი  $M = \frac{pV}{848T}$  ტოლობის საფუძველზე შეიძლება დაეწეროთ:

$$\Delta M_a = \frac{p_a V_a}{848 T_a}; \quad M_r = \frac{p_r V_r}{848 T_r} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_0 \eta_0}{848 T_0},$$

რაც გვაძლევს:

$$\frac{p_a V_a}{848 T_a} = \frac{p_r V_r}{848 T_r} + \frac{p_0 V_0 \eta_0}{848 T_0}.$$



$$U_0 = mc_r M_0 T_0 = mc_r \frac{\rho_0 V_{h\eta_r}}{848 T_0} T_0 = \rho_0 V_{h\eta_r} \frac{mc_r}{848};$$

$$\Delta Q = mc_p M_0 \Delta T = mc_p \frac{\rho_0 V_{h\eta_p}}{848 T_0} \Delta T = \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{848};$$

$$L_1 = \rho_0 V_{h\eta_p}.$$

თუ მიღებულ გამოსახულებებს ჩავსვამთ (32) ტოლობაში და ტოლობის ყველა წევრს გავყოფთ სიდიდეზე  $A = \frac{1}{427}$ , მივიღებთ:

$$\rho_a V_a \frac{mc_r}{1,985} + \rho_a V_a = \rho_r V_r \frac{mc_r}{1,985} + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{mc_r}{1,985} + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985} + \rho_0 V_{h\eta_p}.$$

ტოლობისათვის ხელსაყრელი სახის მისაცემად დავეშვათ მის ორივე მხარეს სიდიდე  $\rho_r V_r$  და გარდა ამისა, მარცხენა მხარეს დავეშვათ ნულის ტოლი სიდიდე  $\rho_a V_a - \rho_a V_r - \rho_r V_a$ . მაშინ მივღებთ:

$$\rho_a V_a \left( \frac{mc_r}{1,985} + 1 \right) + V_r (\rho_r - \rho_a) = \rho_r V_r \left( \frac{mc_r}{1,985} + 1 \right) + \rho_0 V_{h\eta_p} \left( \frac{mc_r}{1,985} + 1 \right) + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985}.$$

იმის გამო, რომ  $\frac{mc_r}{1,985} + 1 = \frac{mc_p}{1,985}$ , ვუქმებთ:

$$\rho_a V_a \frac{mc_p}{1,985} + V_r (\rho_r - \rho_a) = \rho_r V_r \frac{mc_p}{1,985} + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{mc_p}{1,985} + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{\Delta T}{T_0} \frac{mc_p}{1,985}.$$

თუ მიღებული გამოსახულების ყველა წევრს გავყოფთ სიდიდეზე  $\frac{mc_p}{1,985}$ , მაშინ:

$$\rho_a V_a + V_r (\rho_r - \rho_a) \frac{1,985}{mc_p} = \rho_r V_r + \rho_0 V_{h\eta_p} + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{\Delta T}{T_0} = \rho_r V_r + \rho_0 V_{h\eta_p} \left( 1 + \frac{\Delta T}{T_0} \right).$$

განტოლების შემდგომი გამარტივების მიზნით გავიხსენოთ, რომ:

$$\frac{1,985}{mc_p} = \frac{m_r - m_r}{mc_p} = \frac{k-1}{k}$$

$$\text{და } 1 + \frac{\Delta T}{T_0} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} = \frac{T_0'}{T_0},$$

რაც მოგვცემს:

$$\rho_a V_a + V_r (\rho_r - \rho_a) \frac{k-1}{k} = \rho_r V_r + \rho_0 V_{h\eta_p} \frac{T_0'}{T_0};$$



ამ განტოლების გაყოფით  $V_c$ -ზე საბოლოოდ მივიღებთ:

$$p_a \varepsilon + (p_r - p_a) \frac{k - 1}{k} = p_r + p_0(\varepsilon - 1) \eta_0 \frac{T_0'}{T_0},$$

საიდანაც:

$$\eta_0 = \frac{T_0}{T_0'} \frac{1}{k(\varepsilon - 1)} \left[ \frac{p_a}{p_0} (k\varepsilon - k + 1) - \frac{p_r}{p_0} \right]. \quad (33)$$

შევსების კოეფიციენტის მიღებულ გამოსახულებაში შედის შეწოვის წნევა  $p_a$ ; ასევე, როგორც ამას ქვემოთ დავინახავთ,  $p_a$ -ს გამოსახულებებში შევა  $\eta_0$ -ის ნიშნავს, რომ პრაქტიკული გამოთვლების დროს ან უნდა შევარჩიოთ  $\eta_0$  და ვიანგარიშოთ  $p_a$  ან პირიქით, შევარჩიოთ  $p_a$  და ვიანგარიშოთ  $\eta_0$ .

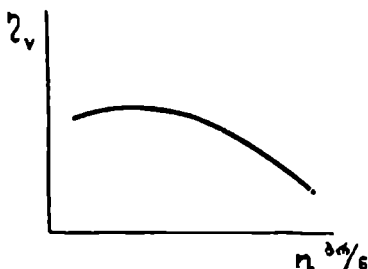
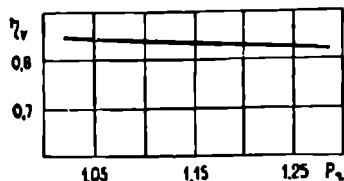
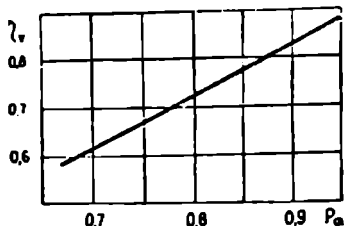
განხორციელებულ ძრავებში შევსების კოეფიციენტს არაკეფენ ძრავის გამოცდის დროს ჰაერის ხარჯის ზომით, თბური გაანგარიშების დროს კი, ჩვეულებრივ, მსგავსი ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით შეირჩევენ შევსების კოეფიციენტს და შემდეგ ანგარიშობენ შეწოვის წნევას.

ამ თვალსაზრისით, შევსების კოეფიციენტისათვის მიღებულ გამოსახულებებს პრაქტიკული გამოყენება არა აქვს და მათი დიდი ღირსება ისაა, რომ ისინი საშუალებას იძლევიან მოვახდინოთ  $\eta_0$ -ს ცვალებადობის ანალიზი და გამოვარკვიოთ სხვადასხვა პარამეტრის გავლენა ცილინდრის შევსებაზე.

შევსების კოეფიციენტის სიდიდე ძირითადად დამოკიდებულია შეწოვის  $p_a$  წნევაზე და, მაშასადამე, ყველა იმ ფაქტორზე, რომლებიც გავლენას

ახდენს  $p_a$ -ზე. მათ შორის ძირითადად აღსანიშნავია შემწოვი სისტემის ჰიდრაულიკური წინაღობა და ძრავის ბრუნთა რიცხვი.

შევსების კოეფიციენტზე გავლენას



ნახ. 42. შევსების კოეფიციენტის დამოკიდებულება  $p_a$ -ს და  $p_r$ -საგან.

ნახ. 43. შევსების კოეფიციენტის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა რიცხვისაგან.

ახდენს აგრეთვე ნარჩენი აირის წნევა  $p_r$ , რომლის გადიდება იწვევს  $\eta_0$ -ს შემცირებას.

42-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია  $\eta_0$ -ს დამოკიდებულება  $p_a$ -ს და  $p_r$ -საგან, ხოლო 43-ე ნახ-ზე  $\eta_0$ -ს დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

ბრუნთა რიცხვის გადამტებულად შემცირების შემთხვევაში  $\eta_r$ -ს კლება იმით აიხსნება, რომ ამ დროს მოძრავი აირის ინერცია უმნიშვნელოა, განაწილების ფაზები აღარ არის დამაკმაყოფილებელი და შეწოვის დასასრულს ხდება ცილინდრიდან აირის უკან გამოდევნა შემწოვ მილში.

შეთბობის, ე. ი.  $T_0'$  ტემპერატურის, ზრდა მნიშვნელოვნად ამცირებს ცილინდრების შეესებას, რადგანაც ამ დროს მცირდება აირის სიმკვრივე.

შეესების კოეფიციენტზე კუმშვის ხარისხის გავლენის შესახებ არსებობს სხვადასხვა საწინააღმდეგო აზრი. ზოგნი სთვლიან, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირება იწვევს შეესების კოეფიციენტის გადიდებას, სხვები კი პირიქით, ამტკიცებენ, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირებას თან სდევს შეესების შემცირება.

პირველნი თავის მოსაზრებას იმით ადასტურებენ, რომ კუმშვის ხარისხის შემცირებისას მატულობს კუმშვის კამერის მოცულობა და, მაშასადამე, კედლებთან აირის შეხების ფართი. შეხების ფართის ზრდა იწვევს ნარჩენი აირისაგან სითბოს გაძლიერებულ გადაცემას, რაც ხელსაყრელ გავლენას ახდენს შეესებაზე. მეორენი სთვლიან, რომ კუმშვის ხარისხის გაზრდით მცირდება ნარჩენი აირის რაოდენობა და, მაშასადამე, მცირდება მათი მანე გავლენა, რაც იწვევს შეესების გადიდებას.

უნდა აღინიშნოს, რომ კუმშვის ხარისხის გავლენა შეესების კოეფიციენტზე უმნიშვნელოა და პრაქტიკულად შეიძლება მივიღოთ, რომ შეესების კოეფიციენტი კუმშვის ხარისხზე არაა დამოკიდებული.

კარბურატორიან ძრავებში გამოყენებულია სიმძლავრის რაოდენობრივი რეგულირება და იქ შეესების კოეფიციენტი იცვლება სადროსელო მისაფარის მდგომარეობისაგან დამოკიდებულებით. მთლიან დროსელით მუშაობის დროს კარბურატორიანი ძრავებისათვის, შეესების კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში  $\eta_r = 0,6 \div 0,85$ . დიზელის ძრავებში კარბურატორის უქონლობა ამცირებს ამ ძრავების შეწოვის წინალობას და ჰქმნის ცილინდრების შეესების უკეთეს პირობებს. დიზელებისათვის შეიძლება მივიღოთ  $\eta_r = 0,75 \div 0,9$ . აირგენერატორულ ძრავებში შეესების კოეფიციენტი უფრო მცირეა.

### ნარჩენი აირის კოეფიციენტი

თეორიული ციკლის განხილვისას ნარჩენი აირის კოეფიციენტის ცნების განმარტება ძალაში რჩება ნამდვილი ციკლისათვისაც.

მიღებული განმარტების თანახმად

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}, \quad (34)$$

სადაც:  $M_r$  — ნარჩენი აირის რაოდენობაა გამოსახული მოლებში;

$M_0$  — ახალი მუხტის სიდიდე გამოსახული მოლებში.

იგივე შედეგს მივიღებთ თუ ნარჩენი აირის რაოდენობას და ახალი მუხტის სიდიდეს წონით ერთეულებში გამოვსახავთ.

თერმოდინამიკის ცნობილი განჯოლების საფუძველზე შეიძლება დაეწერათ:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{848 I_r} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_h \eta_0}{848 T_0}.$$

(34) ტოლობაში ამ გამოსახულებების შეტანით ვღებულობთ:

$$\gamma = \frac{p_r V_c \cdot 848 T_0}{p_0 V_{\Delta} \eta_r \cdot 848 T_r};$$

ან საბოლოოდ:

$$\gamma = \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{T_0}{T_r}. \quad (35)$$

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

კარბურატორიან ძრავებში, დადროსელების (სადროსელო მისათარის მიხურვის) დროს ძლიერ მცირდება შევსების კოეფიციენტი; რასაც თან სდევს ნარჩენი აირის კოეფიციენტის მკვეთრი ზრდა. მთლიანი დროსელით ასეთი ძრავის მუშაობისათვის შეიძლება მივიღოთ  $\gamma = 0,05 \div 0,15$ .

შალალი კუმშვის ხარისხის გამო, დიზელის ძრავისათვის ნარჩენი აირის კოეფიციენტი გამოდის უფრო მცირე და იცვლება ზღვრებში:  $\gamma = 0,03 \div 0,06$ .

#### აირის წნევა შეწოვის დასასრულს

თუ შემწოვი სისტემის წინალობის დაძლევისათვის საჭირო წნევა შეადგენს  $\Delta p_a$  კგ/სმ<sup>2</sup>-ს, მაშინ შეწოვის წნევა იქნება:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a. \quad (36)$$

კარბურატორიან და აირით მომუშავე ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულების რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის ცვლასთან ერთად იცვლება სადროსელო მისათარის მდგომარეობა, რაც მკვეთრად სცელის შემწოვი სისტემის წინალობას და, მაშასადამე, შეწოვის წნევას. მთლიანი დატვირთვით ასეთი ძრავის მუშაობას შეესაბამება სადროსელო მისათარის სრული გაღება და, ამიტომ, შეწოვის უდიდესი წნევა.

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

დიზელის ძრავებში სიმძლავრის ხარისხობრივი რეგულების გამო სადროსელო მისათარი საჭირო არაა. ამიტომ დიზელებში  $p_a$  დამოკიდებულია მხოლოდ შეწოვის სიჩქარისა და, მაშასადამე, მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

$p_a$ -ს სიდიდეზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ჰაერმწმენდი, რომლის არსებობა ამცირებს შეწოვის წნევას სიდიდით  $0,04 \div 0,06$  კგ/სმ<sup>2</sup>. აღსანიშნავია რომ ჰაერმწმენდის მოუვლელობამ და არადროულმა გაწმენდამ შეიძლება იმდენად გაზარდოს შეწოვის წინალობა, რომ ძრავის გაშვება შეუძლებელიც კი გახდეს.

მთლიანი დროსელით მუშაობის დროს, არსებული კარბურატორიანი ძრავებისათვის, შეწოვის წნევა ცვალებადობს ზღვრებში  $p_a = 0,7 \div 0,9$  კგ/სმ<sup>2</sup>. სადროსელო მისათარის მიხურვით შეწოვის წნევა მცირდება და ძრავის უქ-

მი სვლით მუშაობის დროს (როცა დროსელი მინიმალურადაა გაღებული) შეიძლება მიაღწიოს სიდიდეს  $0,3 \div 0,5$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

ასეთივე წნევები შეიძლება მივიღოთ შეკუმშული და გათხევადებული იონით მომუშავე ძრავებისათვის; რაც შეეხება აირგენერატორულ ძრავს, იქ გენერატორის გადიდებული წინაღობა იძლევა შეწოვის უფრო შემცირებულ წნევას.

კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით, დიზელის ძრავის შემწოვ სისტემას ნაკლები წინაღობა აქვს, რადგანაც მას არ სჭირდება კარბურატორი. ამ მიზეზის გამო დიზელის ძრავებში შეწოვის წნევა გამოდის უფრო მაღალი და იცვლება ზღვრებში  $p_a = 0,75 \div 0,95$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

შეწოვის წნევის სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ (33) ტოლობის მიხედვით, საიდანაც:

$$p_a = \frac{1}{1,4\varepsilon - 0,4} \left[ p_r + 1,4 p_0 (\varepsilon - 1) \eta_0 \frac{T_0'}{T_0} \right] \text{ კგ/სმ}^2. \quad (37)$$

ფორმულაში მიღებულია  $k=1,4$ .

ცხადია, რომ (37) ტოლობის გამოყენება შესაძლებელია მხოლოდ მაშინ, როდესაც წინასწარ შერჩეულია შევსების კოეფიციენტის სიდიდე.

შეწოვის წნევის გამოთვლის მეორე ხერხი ეკუთვნის პროფ. ი. მ. ლენინს, რომელიც  $p_a$ -ს გამოთვლისათვის იყენებს შემდეგ მსჯელობას.

ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე შეწოვის დროს შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით:

$$W = \varphi \sqrt[2g \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[ 1 - \left( \frac{p^e}{p_0} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}}]} \quad (38)$$

სადაც:  $g$  არის სიმძიმის ძალის აჩქარება;

$k$  — ადიაბატის მაჩვენებელი;

$p_0$  — გარემოს წნევა;

$p_a$  — შეწოვის წნევა;

$V_0$  — ჰაერის კუთრი მოცულობა;

$\varphi$  — გამოღინების კოეფიციენტი, რომელიც ახასიათებს შეწოვის სისტემის წინაღობას.

გარდა ამისა, ჰაერის ნაკადის უწყვეტობის პირობიდან შეიძლება მივიღოთ:

$$W \cdot f = W_{\text{გა}} F$$

$$\text{ან } W = W_{\text{გა}} \frac{F}{f} = \frac{S n}{30} \frac{F}{f}, \quad (39)$$

სადაც  $W_{\text{გა}} = \frac{S n}{30}$  არის დგუშის საშუალო სიჩქარე;

$S$  — დგუშის სელა;

$n$  — ძრავის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

$F$  — დგუშის ფართი;

$f$  — შემწვები სარქველის გასავალი კვეთის ფართი.

თუ (38) და (39) გამოსახულებების მარჯვენა მხარეებს ერთმანეთს გა-  
 ეუტოლებთ. გვექნება:

$$\frac{S_n}{30} \cdot \frac{F}{f} = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \rho_0 V_0 \left[ 1 - \left( \frac{\rho_a}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

რაც სათანადო გარდაქმნების შემდეგ გვაძლევს:

$$\left( \frac{SF}{30f} \right)^2 n^2 = \varphi^2 2g \frac{k}{k-1} \rho_0 V_0 \left[ 1 - \left( \frac{\rho_a}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

საიდანაც:

$$1 - \left( \frac{\rho_a}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2 2g \frac{k}{k-1} \rho_0 V_0} n^2,$$

ან საბოლოოდ:

$$\frac{\rho_a}{\rho_0} = \left[ 1 - \left( \frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{n^2}{\varphi^2 2g \frac{k}{k-1} \rho_0 V_0} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

თუ შივილებთ, რომ  $\rho_0 = 1$  და აგრეთვე

$$2g \frac{k}{k-1} \rho_0 V_0 = 2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10.000 \cdot 0,83 = 570000,$$

მაშინ გვექნება:

$$\rho_a = \left[ 1 - \frac{1}{57 \cdot 10^4} \left( \frac{SF}{30f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} n^2 \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

ან, რადგანაც  $SF = I_A$

$$\rho_a = \left[ 1 - \frac{n^2}{513 \cdot 10^6} \left( \frac{I_A}{f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (40)$$

მიღებული ტოლობიდან ჩანს, რომ შეწოვის წნევა დამოკიდებულია  
 ფარდობაზე  $\frac{I_A}{f}$ , შემწოვი სისტემის წინალობაზე და ბრუნთა რიცხვზე.

**აირის ტემპერატურა შეწოვის დასახრულს**

აირის ტემპერატურა შეწოვის დასახრულს შეიძლება ვიანგარიშოთ (3i)  
 ტოლობის მიხედვით, საიდანაც:

$$T_a = \frac{\varepsilon \rho_a T_0}{\gamma \rho_a (\varepsilon - 1) + \rho_r \frac{T_0}{T_r}} \quad (41)$$

$T_a$ -ს გამოთვლისათვის მივიღებთ სხვა ფორმულას თუ (30) ტოლობაში შევიტანთ  $M_r = \gamma M_0$ . გვექნება:

$$M_a = \gamma M_0 + M_0 = M_0(1 + \gamma).$$

გარდა ამისა ცნობილია, რომ:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{848 T_a} \quad \text{და} \quad M_0 = \frac{p_0 V_0 \eta_0}{848 T_0},$$

რაც გვაძლევს:

$$\frac{p_a V_a}{848 T_a} = \frac{p_0 V_0 \eta_0}{848 T_0} (1 + \gamma),$$

საიდანაც:

$$T_a = \frac{T_0 p_a V_a}{T_0 p_0 V_0 \eta_0 (1 + \gamma)};$$

ან საბოლოოდ:

$$T_0 = \frac{T_a}{\eta_0 (1 + \gamma)} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0}. \quad (42)$$

მიახლოებითი გამოთვლების დროს  $T_a$  შეიძლება ვიანგარიშოთ შემდეგი მსჯელობის საფუძველზე.

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

$$m c_{rr} (T_r - T_a) M_r = m c_{r0} (T_a - T_0') M_0,$$

სადაც:  $m c_{rr}$  — ნარჩენი აირის მოლური სითბოტევადობა;

$m c_{r0}$  — ახალი მუხტის მოლური სითბოტევადობა.

თუ დავუშვებთ, რომ  $m c_{rr} = m c_{r0}$ , მაშინ გვექნება

$$(T_r - T_a) \frac{M_r}{M_0} = T_a - T_0',$$

ან

$$(T_r - T_a) \gamma = T_a - T_0',$$

საიდანაც საბოლოოდ ვღებულობთ:

$$T_a = \frac{T_r \gamma + T_0'}{1 + \gamma}. \quad (43)$$

კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ  $T_a = 340 \div 400^\circ$ , დიზელის ძრავებისათვის კი —  $T_a = 310 \div 360^\circ$ .

$T_a$ -ს შემცირებული სიდიდე დიზელის ძრავებში იმით აიხსნება, რომ ასეთ ძრავებში მაღალი კუმშვის ხარისხის გამო  $T_r$ -ის და  $\gamma$ -ს სიდიდეები, კარბურატორიან ძრავთან შედარებით, ნაკლები გამოდის.

## § 5. შეკუმშვის პროცესი

შეკუმშვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს წვისათვის ხელსაყრელი პირობების შექმნა. მუხტის წინასწარი კუმშვა ეფექტურს ხდის საწვავის წვას და მნიშვნელოვნად ადიდებს როგორც ძრავის სიმძლავრეს, ისე მის მარგი ქმედების კოეფიციენტს.

რეალურ ძრავში შეკუმშვის პროცესი მიმდინარეობს რთული კანონის მიხედვით, რადგანაც:

- 1) შეკუმშვის დასაწყისში გრძელდება ახალი მუხტის მიწოდება;
- 2) შეკუმშვის სვლის განმავლობაში სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის სხვადასხვა ინტენსივობით ხასიათდება;
- 3) განუწყვეტლივ მცირდება ცილინდრის კედლებთან აირის შეხების ფართი;
- 4) მუდამ არსებობს აირის რაოდენობრივი კარგვა დღუშის რგოლების არასაკმარისი სიმჭიდროვის გამო;
- 5) წვა იწყება კუმშვის პროცესის ბოლოს.

ზემოხსენებულთან გამომდინარეობს, რომ რეალურ ძრავში, სამუშაო ტანის კუმშვა ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პროცესს წარმოადგენს, მაგრამ იმის გამო, რომ ჩამოთვლილი მოვლენების ზუსტი მათემატიკური აღრიცხვა შეუძლებელია, საკითხის გამარტივების მიზნით, სამუშაო ტანის კუმშვას იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს.

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

### კუმშვის ხარისხი

იდეალური ციკლების განხილვის დროს დადგენილი იყო, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდით ციკლის თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი მატულობს. მაგრამ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მატულობს აირების წნევა ცილინდრში, რაც იწვევს ძრავის მოხახუნე ნაწილებზე დატვირთვის გაზრდას და, მაშასადამე, ძრავის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტის შემცირებას. კუმშვის ხარისხის ყველაზე უფრო ხელსაყრელ სიდიდეს მივიღებთ მაშინ, როდესაც თერმული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტების ნამრავლი უდიდესი იქნება.

თანამედროვე ძრავებისათვის ასეთი პირობა შეესაბამება კუმშვის ხარისხის სიდიდეს  $\varepsilon = 11 \div 12$ , თუმცა ძრავის კონსტრუქციის გაუმჯობესებით, ნაწილების უკეთესი დამზადებით და სათანადო შემზეთი მასალის გამოყენებით ეს რიცხვი შეიძლება რამდენიმედ გაიზარდოს.

ამრიგად გამოდის, რომ თანამედროვე შიგაწვის ძრავისათვის (დამოუკიდებლად მისი ტიპისა), ხელსაყრელია მუშაობა კუმშვის ხარისხით  $\varepsilon = 11 \div 12$ .

სინამდვილეში ამ პირობის დაცვა ჯერჯერობით შეუძლებელია და არსებული ძრავების კუმშვის ხარისხის სიდიდე, თითქმის მუდამ, განსხვავდება

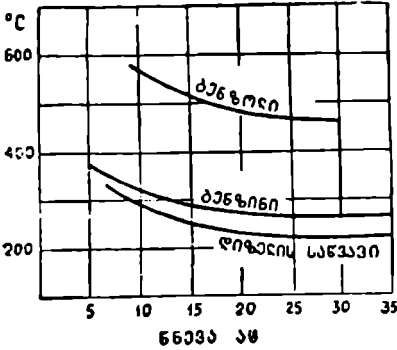
დასახელებული სიდიდისაგან, რადგანაც ძრავის კუმშვის ხარისხის დასაშვებში მნიშვნელობა განისაზღვრება ცილინდრში მიმდინარე პროცესებისაგან დამოკიდებული, სხვა პირობების მიხედვით.

კუმშვის ხარისხის ზრდას თან სდევს შეკუმშული სამუშაო ტანის ტემპერატურის ზრდა, რაც კარბურატორიან, აირგენერატორულ და აიროვან საწვავზე მომუშავე ძრავებში მუხტის თვითაალებისა და დეტონაციის წარმოშობის საშიშროებას ჰქმნის, ღიზელის ძრავებში კი აუმიჯობესებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის პირობებს.

ისეთ ძრავებში, სადაც წინასწარ გაშვადებული საწვავი ნარევის კუმშვა წარმოებს (კარბურატორიანი, აირგენერატორული და აიროვან საწვავზე მომუშავე ძრავები), კუმშვის ხარისხი ისეთი უნდა იყოს, რომ ძრავი მუშაობდეს თვითაალებისა და დეტონაციის გარეშე. ამ ზღვარზე მეტად კუმშვის ხარისხის ზრდით ჯერ უარესდება ძრავის მუშაობა და შემდეგ კი სრულიად შეუძლებელი ხდება.

ღიზელის ძრავის მუშაობის პრინციპი მოითხოვს, რომ კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იყოს. წინააღმდეგ შემთხვევაში ძრავის მუშაობა შეუძლებელი იქნება. ამ პირობის მიხედვით აწესებენ ღიზელის ძრავის მინიმალური კუმშვის ხარისხის სიდიდეს, იმ ვარაუდით, რომ ჰაერის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს აღემატებოდეს საწვავის თვითაალების ტემპერატურას  $200 \div 300^{\circ}$ -ით.

ძრავის კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე და ძრავის კონსტრუქციაზე. არსებული ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ კუმშვის ხარისხის შემდეგი საშუალო სიდიდეები:



ნახ. 44. სხვადასხვა საწვავის თვითაალების ტემპერატურა.

ნავით მომუშავე სატრაქტორო კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\epsilon = 3,5 \div 4,5$ .

ბენზინით მომუშავე საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\epsilon = 4,2 \div 7$ .

ბენზინით მომუშავე საავიაციო კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\epsilon = 5,5 \div 7,5$ .

აირგენერატორულ და აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავებისათვის  $\epsilon = 6,5 \div 9$ .

უკომპრესორო ღიზელისათვის . . . . .  $\epsilon = 14 \div 20$ .

44-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა საწვავის თვითაალების ტემპერატურის სიდიდეები წნევისაგან დამოკიდებულებით.



ცხადია, რომ დიზელის ძრავისათვის ხელსაყრელია ისეთი საწვავის გამოყენება, რომლის თვითაალების ტემპერატურა დაბალია, — სხვა ძრავებისათვის კი, სადაც საწვავი ნარევი ცილინდრის გარეშე მზადდება, პირიქით — უმჯობესია საწვავი თვითაალების მაღალი ტემპერატურით.

### კუმშვის 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 სარკველის დახურვის და წვის დაწყების მომენტების შესაბამ წერტილებს შორის. ისეთ ძრავებში, სადაც გამოყენებულია ელექტროანთება, წვის დაწყების მომენტად შეიძლება მივიღოთ ნაპერწყლის მიწოდების მომენტი.

პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის გამოთვლა წარმოებს იმ მოსახრების საფუძველზე, რომ კუმშვის მუშაობა შერჩეული საშუალო მაჩვენებლის დროს უდრიდეს კუმშვის მუშაობას ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე — დგუშის სვლის იგივე უზნისათვის.

დასაპროექტებელი ძრავისათვის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს ირჩევენ მსგავსი ძრავების გამოცდით დაგროვილი მასალის მიხედვით. ისეთ შემთხვევაში თუ დასაპროექტებელი ძრავი ძლიერ განსხვავდება იმ ძრავებისაგან, რომლებსათვისაც ცნობილია საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები, საჭირო ხდება მაჩვენებლის მიახლოებითი შერჩევა ისეთი პარამეტრების გათვალისწინებით, რომლებიც გავლენას ახდენს კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეზე.

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

სხვადასხვა ძრავისათვის აირის ტემპერატურა კუმშვის დასაწყისში შეადგენს  $T_a = 300 - 400^\circ$ , რომელიც კუმშვის დასასრულისათვის იზრდება  $T_c = 600 - 900^\circ$ -მდე. ამავე დროს ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურა  $T_b = 400 - 450^\circ$ . აქედან ცხადია, რომ კუმშვის პროცესის დასაწყისში აირები სითბოს ცილინდრის კედლებისაგან იღებენ, შემდეგ კი — პირიქით, სითბოს გადასცემენ კედლებს.

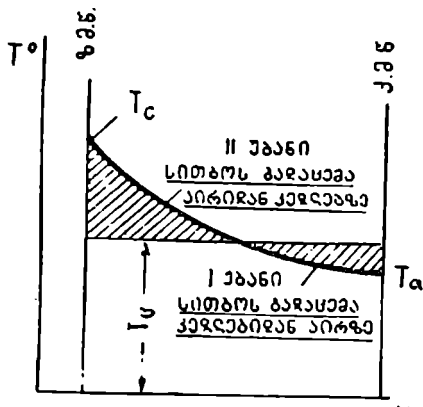
ამრიგად, კუმშვის პროცესის განმავლობაში, დგუშის სვლის სხვადასხვა უბანზე, სითბოს გაცვლა-გამოცვლა აირსა და ცილინდრის კედლებს შორის იცვლება არა მარტო რაოდენობრივად, არამედ ნიშნის მიხედვითაც.

ეს გარემოება კარგად აჩვენებს გამოსახული 45-ე ნახ-ზე. სადაც ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის ორი უბანი: რომელთაგან პირველზე ხდება სითბოს გადაცემა კედლებიდან აირზე, მეორე უბანზე კი პირიქით — აირიდან კედლებზე.

სითბოს გადაცემა რაოდენობრივად ორივე უბანზე რომ ერთნაირი ყოფილიყო, მაშინ კუმშვის მაჩვენებელი ( $\pi_k$ ) ადიაბატის მაჩვენებლის ტოლი იქნებოდა; მაგრამ სინამდვილეში აირები უფრო მეტ სითბოს კარგავენ მეორე უბანზე, ვიდრე ლებულობენ პირველ უბანზე, რის შედეგად კუმშვის პო-

ლიტროპის მაჩვენებელი ადიაბატის მაჩვენებელზე ნაკლები გამოდის ( $\pi_3 < 1,41$ ) და მერყეობს ზღვრებში  $1,37 \approx 1,39$ .

კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე, როგორცაა მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსივობა, კუმშვის ხარისხი, დგუშის რგოლების სიმჭიდროვე, ცილინდრის გეომეტრიული ზომები და ძრავის დატვირთვა.



ნახ. 45. აირის ტემპერატურის ცვალებადობა კუმშვის სელის განმავლობაში.

მიღებული, კუმშვის პოლიტროპის საშუალო ბრუნთა რიცხვის შორის არსებული დამოკიდებულება.

46-ე ნახ-ზე ნაჩვენებ მრუდს შეესაბამება ტოლობა:

$$\pi_3 = 1,41 - \frac{100}{n}$$

სადაც:  $n$  — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია წუთში.

ანალოგიური დამოკიდებულება დიზელის უკომპრესორო ძრავისათვის ნაჩვენებია 47-ე ნახ-ზე.

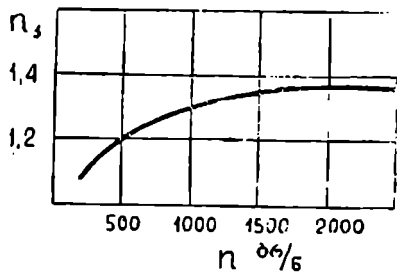
საჭიროა აღინიშნოს, რომ ზემომოყვანილი დამოკიდებულებები შეესაბამება: პირველ შემთხვევაში ღროსელის მთლიან გაღებას, მეორე შემთხვევაში კი საწვავის სრულ მიწოდებას.

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

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ძრავის ინტენსიური გაგრილება გაზრდის სითბოს დანაკარგს და ამით გამოიწვევს კუმშვის პოლიტროპის საშუა-

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

46-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია „ЗИС-5“ ძრავისათვის ექსპერიმენტულად მაჩვენებელსა და მუხლა ლილ-



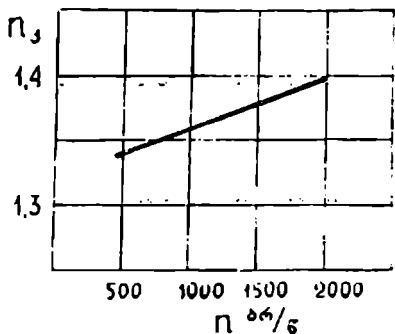
ნახ 46. დამოკიდებულება კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელსა და ბრუნთა რიცხვს შორის („ЗИС — 5“ ძრავისათვის).

ლო მაჩვენებლის შემცირებას. მაჩვენებელი მცირდება, აგრეთვე, ძრავის კუმშვის ხარისხის გადიდებით, რადგანაც ამ დროს იზრდება ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა და აირის დანაკარგი შემამკიდროებელ რგოლებიდან.

კარბურატორიან ძრავებში დიზელის ძრავებთან შედარებით, დაბალი კუმშვის ხარისხის მიუხედავად, კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი უფრო ნაკლებია, 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 მეტია მაჩვენებლის სიდიდე. ეს იმიტომ, რომ შეწოვილი აირის ერთეულ მოცულობაზე მოსული, გაგრილების ფარდობითი ზედაპირი ცილინდრის დიამეტრის უკუპროპორციულად იცვლება.

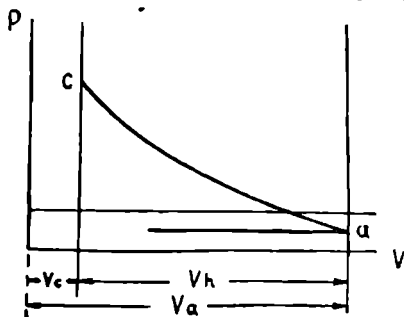
დასასრულ აღსანიშნავია, ძრავის ტექნიკური მდგომარეობის გავლენა კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელზე. რაც უფრო მეტადაა გაცვეთილი დგუშის რგოლები, მით მეტია აირის დანაკარგი და, მაშასადამე, მით ნაკლებია პოლიტროპის მაჩვენებლის სიდიდე.



ნახ. 47. დამოკიდებულება კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელსა და ბრუნთ, რიცხვს შორის (დიზელის ძრავისათვის).

### აირის წნევა და ტემპერატურა შეკუმშვის დასასრულს

48-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა. ან დიაგრამაზე  $a$  წერტილი წარმოადგენს კუმშვის პროცესის საწყისს (რომელიც ამავე დროს შეწოვის პროცესის ბოლო წერტილია),  $c$  წერტილი კი კუმშვის დასასრულს.



ნახ. 48. კუმშვის პროცესის შესაბამისი დიაგრამა.

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

გამოვიყენოთ პოლიტროპის ცნობილი განტოლებები:

$$\rho l^n = \text{const.}$$

$$T l^{n-1} = \text{const.}$$

თუ  $a$  და  $c$  წერტილებისათვის დაეწეროთ პოლიტროპის განტოლებებს, გვექნება:

$$\rho_a V_a^{n_a} = \rho_c V_c^{n_c}$$

და

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

საიდანაც მივღებთ:

კუმშვის დასასრულს წნევისათვის

$$\rho_c = \rho_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_a} = \rho_a \epsilon^{n_a}, \quad (44)$$

კუმშვის დასასრულს ტემპერატურისათვის

$$T_c = T_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_a-1} = T_a \epsilon^{n_a-1} \quad (45)$$

არსებული ძრავებისათვის კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის საშუალო სიდიდეები შეიძლება მივიღოთ შემდეგ ზღვრებში:

ძრავი	$\rho_c$ კგ/სმ <sup>3</sup>	$T_c$ °K
კარბურატორიანი .	7÷12	600÷750
აირით მომუშავე .	12÷18	700÷800
დიზელი .	30÷45	750÷900

## § 6. წახის პროცესი

შიგაწვის ძრავის სამუშაო ციკლის შესწავლის დროს, წვის პროცესის განხილვის მიზანია წვის დასასრულს ტემპერატურისა და წნევის განსაზღვრა.

ამ პარამეტრების გაანგარიშებისათვის საჭიროა წინასწარ გაირკვეს ცილინდრში მყოფი აირის რაოდენობა, შედგენილობა და სითბოტევადობა შუამდე და წვის შემდეგ.

ქვემოთ მოცემულია გაანგარიშებისათვის საჭირო ცნობები და წვის განტოლებები სხვადასხვა ციკლისათვის.

### საწვავი და მისი თბოუნარიანობა

შიგაწვის ძრავებისათვის გამოიყენება თხევადი საწვავი, მაგარი საწვავიდან მიღებული გენერატორული აირი და აიროვანი საწვავი.

თხევადი საწვავი ძირითადად შეიცავს ნახშირბადს (C), წყალბადს (H<sub>2</sub>) და ზოგიერთ შემთხვევაში, მცირე რაოდენობით, — ეანგბადს (O<sub>2</sub>), რომლებიც იძლევიან ქიმიურ შენაერთებს C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> და C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>O<sub>r</sub>. აღსანიშნავია, რომ

საწვავი წარმოადგენს აღნიშნული სახის რამდენიმე ნახშირწყალბადოვანი ზენაერთის ნარევის.

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

$$g_c + g_{H_2} + g_{O_2} = 1 \text{ კგ,}$$

სადაც:  $g_c$ ,  $g_{H_2}$  და  $g_{O_2}$  — ნახშირბადის, წყალბადისა და ენგბადის რაოდენობაა 1 კგ საწვავში.

აიროვანი საწვავები ძირითადად წარმოადგენს ისეთი საწვავი აირების ნარევის: როგორცაა: ნახშირქანგი (CO), წყალბადი ( $H_2$ ) და  $C_mH_n$  სახის ნახშირწყალბადოვანი ზენაერთები. მაგარი საწვავიდან მიღებული გენერატორული აირი, აღნიშნულის გარდა, შეიცავს წვისათვის გამოუსადეგარ მინარევებს: ნახშირორქანგს ( $CO_2$ ) და აზოტს ( $N_2$ ). აიროვანი საწვავის შედგენილობა მოცემულია ხოლმე მოცულობით ერთეულებში, რის შესაბამისად გვექნება:

$$r_{CO} + r_{H_2} + r_{O_2} + r_{N_2} + r_{CO_2} = 1 \text{ მოლს (ან 1 მ}^3\text{-ს),}$$

სადაც: —  $r_{CO}$ ,  $r_{H_2}$ ,  $r_{O_2}$ ,  $r_{N_2}$  და  $r_{CO_2}$  — ნახშირქანგის, წყალბადის, ენგბადის, აზოტისა და ნახშირორქანგის რაოდენობაა 1 მოლ (ან 1 მ<sup>3</sup>) აირში.

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  $15^\circ C$ -მდე.

უდაბლესი, ანუ სამუშაო თბოუნარიანობა ეწოდება უმაღლეს თბოუნარიანობისა და იმ სითბოს სხვაობას, რომელიც იხარჯება წყლის აორთქლებზე. აორთქლებული წყლის რაოდენობაში იგულისხმება: საწვავის წყალბადის დაეანგვით მიღებული წყალი, საწვავში უშუალოდ შერეული წყალი და ჰაერის ტენი.

საწვავის თბოუნარიანობას, ჩვეულებრივ არკვევენ ექსპერიმენტულად. თუ ცნობილია საწვავის ელემენტური შედგენილობა, მაშინ უდაბლესი თბოუნარიანობა მიახლოებით შეიძლება ვიანგარიშოთ მენდელეევის ცნობილი ფორმულით:

$$H_u = 8100g_c + 30.000g_{H_2} - 2600(g_{O_2} - g_c) - 600(g_w + 9g_{H_2}) \text{ კალ/კგ,}$$

სადაც:  $g_c$ ,  $g_{H_2}$ ,  $g_{O_2}$ ,  $g_c$ ,  $g_w$  — ნახშირბადის, წყალბადის, ენგბადის, გოგირდისა და წყლის წონითი რაოდენობაა 1 კგ საწვავში.

საწვავის უმაღლესი თბოუნარიანობის მიახლოებითი გამოთვლისათვის შეიძლება, აგრეთვე, გამოვიყენოთ ემპირიული განტოლება:

$$H_u = 20.400 L_o \text{ კალ/კგ.}$$

სადაც:  $L_o$  — 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობაა გამოსახული მოლებში.

ქვემოთყვანილ ცხრილებში 2 და 3 მოცემულია ზოგიერთი ცნობა საწვავის შესახებ.

ხვედახხვა საწვავის შედგენილობა, თბონარჩაინობა და მოლეკულური წონა

ცხრილი 2

საწვავის დასახელება	საწვავის შედგენილობა პროცენტობით						თბონარჩაინობა		შეზღუდვითი მ.ლ.კა/მ.წი.
	ნახშირბადი C	წყალბადი H <sub>2</sub>	ჟანგბადი O <sub>1</sub>	ახორი N <sub>2</sub>	ნაცარი	ტენი	უმაღლესი	უდაბლესი	
ნაუთობი . . . . .	87,4	12,5	0,1	—	—	—	10,800	10100	182
სოლარის ხეთი . . . . .	85,7	13,3	1,0	—	—	—	10,600	9950	186
ნაუთი . . . . .	84,9	14,4	0,7	—	—	—	11180	10400	184
ლიგროინი . . . . .	85,1	14,3	0,6	—	—	—	11180	10400	—
ბენზინი . . . . .	85,4	14,2	0,3	—	—	0,1	11170	10400	114
სპირტი . . . . .	51,85	12,72	35,43	—	—	—	7100	6410	74
შეშა . . . . .	50,52	6,0	42,0	0,6	0,4-0,2	20	—	4850	—
ხის ნახშირი . . . . .	85,0	3,0	7,0	16,0	—	15-20	—	6800-7900	—
ანტრაციტი . . . . .	86,45	2,0	2,2	—	5,9	3,45	—	7484	—

ხვედახხვა ხაისხის მაგარი საწვავიდან მიღებული გენერატორული ააისის შედგენილობა

ცხრილი 3

საწვავის დასახელება	აირის შედგენილობა პროცენტობით						უმაღლესი თბონარჩაინობა მ.ლ.კა/მ.წი.
	ნახშირენი CO	წყალბადი H <sub>1</sub>	მეთანი CH <sub>4</sub>	ჟანგბადი O <sub>2</sub>	ნახშირორენი CO <sub>2</sub>	ახორი N <sub>2</sub>	
შეშა . . . . .	19,5	16,3	2,5	1,7	9,8	50,2	1224
ხის ნახშირის ბრიკეტები . . . . .	19,3	6,8	2,0	0,1	7,7	64,1	930
ხის ნახშირი . . . . .	28,7	4,6	1,8	—	2,6	62,3	1142
ანტრაციტი . . . . .	27,8	4,5	1,3	—	2,5	63,9	1070

დასასრულ უნდა აღვნიშნოთ, რომ თუ მოცემულია თხევადი საწვავი C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>O, შენაერთის სახით, მაშინ მისი ელემენტური შედგენილობა გამოითვლება შემდეგი ტოლობების დახმარებით:

$$\xi_{\text{C}} = \frac{12m}{12m + n + 16r} = \frac{12m}{m_b}$$

$$\xi_{\text{H}_2} = \frac{n}{12m + n + 16r} = \frac{n}{m_b}$$

და

$$\xi_{\text{O}_2} = \frac{16r}{12m + n + 16r} = \frac{16r}{m_b}$$

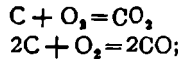
სადაც: m<sub>b</sub> = 12m + n + 16r — საწვავის მოლეკულური წონაა.

**წვის რეაქციები და ჰაერის საჭირო რაოდენობა**

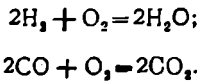
შეწოვის პროცესის განმავლობაში ცილინდრში შედის განსაზღვრული რაოდენობის საწვავი და ამ საწვავის წვისათვის საჭირო ენგბადი (ატმოსფერულ ჰაერთან ერთად).

ცილინდრში მოხვედრილი ენგბადის რაოდენობისაგან დამოკიდებულებით წვა შეიძლება იყოს სრული ან არასრული. სრული წვის შემთხვევაში წვის შედეგად მივიღებთ ნახშირორჟანგს  $CO_2$  და წყლის ორთქლს  $H_2O$ . არასრული წვის დროს, ენგბადის დანაკლისის გამო, ნახშირბადის ნაწილი დაიწვება  $CO_2$ -ად, ნაწილი კი —  $CO$ -ად.

საწვავის წვა შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი რეაქციების სახით: ნახშირბადისათვის



და  
წყალბადისათვის



ნახშირჟანგისათვის

თუ მხედველობაში მივიღებთ საწვავის შემადგენელი ელემენტების ატომურ წონებს, ზემომოყვანილი რეაქციების საფუძველზე, ადვილად განესაზღვრავთ წვისათვის საჭირო ენგბადის რაოდენობას. მაგალითად, თუ გავიხსენებთ, რომ ნახშირბადის ატომური წონაა 12, ენგბადისა კი — 16, პირველი რეაქციის საფუძველზე გვექნება:

$$12 \text{ კგ } C + 32 \text{ კგ } O_2 = 44 \text{ კგ } CO_2,$$

ეს ნიშნავს, რომ 12 კგ ნახშირბადის სრული წვისათვის საჭირო იქნება 32 კგ ენგბადი და წვის შედეგად მივიღებთ 44 კგ ნახშირორჟანგს. ან, 1 კგ ნახშირბადის დასაწვავად საჭირო იქნება  $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$  კგ ენგბადი და წვის შედეგად მივიღებთ  $\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$  კგ ნახშირორჟანგს.

ასეთი წესით დამუშავებული რეაქციები მოყვანილია ცხრილში 4.

ცხრილი 4

**წვის რეაქციები**

**1. ნახშირბადის სრული წვა ( $C + O_2 = CO_2$ )**

ნახშირბადის რაოდენობა კგ-ში	ენგბადის საჭირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული $CO_2$ -ს რაოდენობა	
	კგ-ში	მოლებში	კგ-ში	მოლებში
12 .	32	1	44	1
1 .	$\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$	$\frac{1}{12}$
გე .	$\frac{8}{3} \text{ გე}$	$\frac{1}{12} \text{ გე}$	$\frac{11}{3} \text{ გე}$	$\frac{1}{12} \text{ გე}$

2. წყალბადის წვა ( $2H_2 + O_2 = 2H_2O$ )

წყალბადის რაოდენობა კგ-ში	ქანგბადის საკირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული $H_2O$ -ს რაოდენობა	
	კგ-ში	მოლებში	კგ-ში	მოლებში
4	32	1	36	2
1	$\frac{32}{4} = 8$	$\frac{1}{4}$	$\frac{36}{4} = 9$	$\frac{1}{2}$
$g_{H_2}$	$8g_{H_2}$	$\frac{g_{H_2}}{4}$	$9g_{H_2}$	$\frac{g_{H_2}}{2}$

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

ნახშირბადის რაოდენობა კგ-ში	ქანგბადის საკირო რაოდენობა		წვის შედეგად მიღებული $CO$ -ს რაოდენობა	
	კგ-ში	მოლებში	კგ-ში	მოლებში
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 მდგომარეობა, რომ ნახშირბადის არასრული წვით განახევრებული რაოდენობის ქანგბადის ხარჯვის დროს, მიიღება წვის პროდუქტების ისეთივე რაოდენობა, რამდენსაც მივიღებთ იგივე 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; იგივე რაოდენობის ნახშირბადის არასრული წვისათვის საკიროა  $\frac{1}{24}$  მოლი ქანგბადი და წვის შედეგად მიიღება იგივე რაოდენობის  $\left(\frac{1}{12} \text{ მოლი}\right)$  წვის პროდუქტები. ამით აიხსნება ის გარემოება, რომ შიგაწვის ძრავს მაქსიმალური სიმძლავრის განვითარება შეუძლია ჰაერის ნაწილობრივი დანაკლისის დროს. ცხადია, რომ ასეთი გზით სიმძლავრის ზრდას თანსდევს საწვავის ხარჯის გადიდება.



საქიროა აღინიშნოს, რომ სიზღვრის გადიდება ჟანგბადის შემცირების ხარჯზე შეიძლება განხორციელდეს ელექტროანთების მქონე ძრავში; დიზელის ძრავში ასეთი ღონისძიება ჯერჯერობით არ შეიძლება გამოვიყენოთ, რადგანაც ჟანგბადის დანაკლისი ასეთი ძრავის მუშაობას ძლიერ აუარესებს (ან შეუძლებელს ხდის).

თუ გვეტოდინება, რომ 1 კგ საწვავი შეიცავს  $g_c$  კგ ნახშირბადს,  $g_{H_2}$  კგ წყალბადს და  $g_{O_2}$  კგ ჟანგბადს, მაშინ, მოყვანილი ცხრილის მონაცემების საფუძველზე, ადვილად შეიძლება ვიანგარიშოთ 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა. ჟანგბადის აღნიშნული რაოდენობა გამოისახება:

წონით ერთეულებში

$$O' = \frac{8}{3}g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} \frac{\text{კგ ჟანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}}; \quad (46)$$

მოცულობით ერთეულებში

$$O'_1 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} \frac{\text{მოლი ჟანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (47)$$

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

წონით ერთეულებში

$$L'_0 = \frac{O'}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} \right) \frac{\text{კგ ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}; \quad (48)$$

მოცულობით ერთეულებში

$$L_0 = \frac{O'_1}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} - \frac{g_{O_2}}{32} \right) \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (49)$$

თუ გავიხსენებთ, რომ ჰაერის მოლექულური წონა უდრის 28,96, შეიძლება დავწეროთ:

$$L_0 = \frac{L'_0}{28,96} = \frac{L''_0}{29} \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}. \quad (50)$$

თუ ძრავი მუშაობს აიროვან საწვავზე, მაშინ ანგარიშობენ ჟანგბადის და ჰაერის იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა 1 მოლი აიროვანი საწვავის სრული წვისათვის. ასეთი გაანგარიშების დროს მ'ედვლოჯაში უნდა გვქონდეს, რომ: ერთი მოლი  $H_2$ -ს ან  $CO$ -ს დასაწვავად საჭიროა 0,5 მოლი ჟანგბადი, ხოლო 1 მოლი  $C_mH_n$  სახის ნახშირწყალბადის დასაწვავად საჭიროა  $m + \frac{n}{4}$  მოლი ჟანგბადი. ასე, მაგალითად, თუ გვექნება აიროვანი საწვავი შედგენილობით:  $CO$ ,  $H_2$ ,  $C_mH_n$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$  და  $N_2$ , მაშინ მის დასაწვავად საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა იქნება:

$$O' = 0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2 \quad \frac{\text{მოლი ეანგბადი}}{\text{მოლ საწვავზე}} \quad (51)$$

ბოლო ჰაერის რაოდენობა:

$$L'_1 = \frac{1}{0,21} \left[ 0,5(CO + H_2) + \left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2 \right] \quad \frac{\text{მოლი ჰაერი}}{\text{მოლ საწვავზე}}, \quad (52)$$

ძრავის დანიშნულებისა და ტიპის მიხედვით წვა შეიძლება მიმდინარეობდეს ჰაერის დანაკლისით ან სიქარბით. ამის მიხედვით თხევადი საწვავით მომუშავე ძრავისათვის ჰაერის ნამდვილი რაოდენობა იქნება (გამოსახული მოლებში)

$$\alpha L_0,$$

სადაც  $\alpha$  — ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი და წარმოადგენს ჰაერის ნამდვილი რაოდენობის შეფარდებას წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულად აუცილებელ რაოდენობასთან.

ძრავის მუშაობისას, ცილინდრში შეიწოვება ჰაერი და საწვავი, რის გამო 1 კგ თხევადი საწვავის შესაბამისი ახლად შეწოვილი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_b},$$

სადაც:  $m_b$  — საწვავის მოლეკულური წონაა:

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

$$M_0 = \alpha L_0.$$

აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავისათვის 1 მოლი საწვავის შესაბამისი ახლად შეწოვილი მუხტი იქნება:

$$M_0 = \alpha L'_1 + 1.$$

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდე ძლიერ დიდ გავლენას ახდენს პროცესის მიმდინარეობაზე და ამის შედეგად ძრავის სიმძლავრეზე და ეკონომიურობაზე.

მე-5 ცხრილში მოცემულია ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის საშუალო სიდიდეები, რომლებიც მიღებულია თანამედროვე ძრავებისათვის.

ცხრილი 5

ა-ხ სიდიდეები სხვადასხვა ძრავისათვის

№№	ძრავის დასახელება	$\alpha$
1.	ბენზინით მომუშავე ძრავები . . . . .	0,85 ÷ 1,1
2.	ნავთით მომუშავე ძრავები . . . . .	0,85 ÷ 1,15
3.	საექტოტრაქტოლო დიზელები . . . . .	1,2 ÷ 1,7
4.	აირგენერატორული ძრავები . . . . .	1,0 ÷ 1,2
5.	აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავები . . . . .	0,92 ÷ 1,3
6.	ძრავები ასანთი ბირთვით . . . . .	2,0 ÷ 2,5

ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის შერჩევის დროს უნდა გავითვალისწინოთ ძრავის დანიშნულება.

კარბურატორიან ძრავებში  $\alpha$ -ს დაბალ მნიშვნელობისათვის მიიღწევა ძრავის მაქსიმალური სიმძლავრე, მაღალი მნიშვნელობისათვის კი — მაქსიმალური ეკონომიურობა.

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

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

საჭიროა აღენიშნოთ, რომ  $\alpha$ -ს მაღალი მნიშვნელობის დროს, ცილინდრში შედის ჰაერის კარბი რაოდენობა, რომელიც გატყულების შემდეგ ისევ გამოიდეგნება ატმოსფეროში. ეს გარემოება რასაკვირველია ზრდის დანაკარგებს. გარდა ამისა,  $\alpha$ -ს ზრდა აღიდეგს ძრავის ცილინდრის ზომებს და ძრავის წონას.

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

$$M_c = M_0 + M_r, \quad (53)$$

სადაც:  $M_r$  — ნარჩენი აირის რაოდენობაა.

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

$$M_c = M_0(1 + \gamma), \quad (54)$$

სადაც:  $\gamma$  — ნარჩენი აირის კოეფიციენტია.

### წვის პროდუქტების შედგენილობა

წვის პროდუქტების შედგენილობა დამოკიდებულია ჰაერის სიკვარბის კოეფიციენტის სიდიდეზე.

როდესაც ეანგბადის რაოდენობა საკმარისია საწვავის სრული წვისათვის, ე. ი. როდესაც  $\alpha \geq 1$ , წვის პროდუქტებში მიიღება ნახშირორჟანგი  $CO_2$ , წყლის ორთქლი  $H_2O$ , აზოტი  $N_2$  და კარბი ეანგბადი  $O_2$  (როცა  $\alpha > 1$ ).

1 კგ საწვავის წვის პროდუქტების რაოდენობის გამოსათვლელად შეიძლება დავეწროთ ტოლობები:

წონით ერთეულებში

$$G_{\text{პ}} = G_{CO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2} + G_{O_2} \text{ კგ;} \quad (55)$$

მოცულობით ერთეულებში (მოლებში)

$$M_{\text{პ}} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \text{ მოლი,} \quad (56)$$

სადაც:  $G_{CO_2}$ ,  $C_{H_2O}$ ,  $G_{N_2}$  და  $G_{O_2}$  — ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტის და ჟანგბადის რაოდენობა კგ-ში;  
 $M_{CO_2}$ ,  $M_{H_2O}$ ,  $M_{N_2}$  და  $M_{O_2}$  — ნახშირორჟანგის, წყლის ორთქლის, აზოტის და ჟანგბადის რაოდენობა მოლებში.  
 ზემოგანხილული რეაქციების საფუძველზე (ცხრილი 4) გვექნება:

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

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

$$G_{N_2} = 0,77 \alpha L'_0 \text{ კგ/კგ}; \quad M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ};$$

$$G_{O_2} = 0,23 L'_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}; \quad M_{O_2} = 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ}.$$

მიღებული გამოსახულებების შეტანა (55) და (56) ტოლობებში გვაძლევს:

$$G_{A_6} = \frac{11}{3} g_c + 9g_{H_2} + 0,77 \alpha L'_0 + 0,23 L'_0 (\alpha - 1) \text{ კგ/კგ}. \quad (57)$$

$$M_{A_6} = \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 L_0 (\alpha - 1) \text{ მოლი/კგ}. \quad (58)$$

უკანასკნელი ტოლობა ასე შეიძლება გამოვსახოთ:

$$\begin{aligned} M_{A_6} &= \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 \alpha L_0 - 0,21 L_0 = \\ &= \frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} + \alpha L_0 - 0,21 L_0 \text{ მოლი/კგ}. \end{aligned}$$

თუ მიღებული ტოლობის უკანასკნელ წევრში  $L_0$ -ის მაგიერ შევიტანთ მის გამოსახულებას (49) ტოლობის მიხედვით, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$M_{A_6} = \alpha L_0 + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_{O_2}}{32} \text{ მოლი/კგ}. \quad (59)$$

როდესაც წვა ხდება ჟანგბადის დანაკლისით, ე. ი. როცა  $\alpha < 1$ , პირველ რიგში იწვის წყალბადი; ჟანგბადის დანაკლისის გამო ნახშირბადის ნაწილი იწვის  $CO_2$ -ად, ნაწილი კი — CO-დ. ჟანგბადის მნიშვნელოვანი დანაკლისის დროს შეიძლება ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა დაიწვას CO-დ ან ისეთ სიდიდეს, რომლის დროს ნახშირბადის მთლიანი რაოდენობა იწვის მხოლოდ CO-დ, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის კრიტიკულ მნიშვნელობას ( $\alpha_{კრ}$ ) უწოდებენ.

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

აღნიშნოთ ნახშირბადის ის ნაწილი, რომელიც იწვის  $\text{CO}_2$ -ად ასოთი  $x$ , ზოლო ის ნაწილი, რომელიც იწვის  $\text{CO}$ -დ ასოთი  $y$ , მაშინ გვექნება:

$$x + y = g_c \quad (60)$$

ამ შემთხვევაში 1 კგ საწვავის დასაწვავად საკირო ეანგბადის რაოდენობა გამოისახება:

$$O' = \frac{8}{3}x + \frac{4}{3}y + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2} \frac{\text{კგ ეანგბადი}}{\text{კგ საწვავზე}} \quad (61)$$

მეორე მხრივ ეანგბადის იგივე რაოდენობა წარმოადგენს:

$$O' = 0,23 \alpha L'_0 \quad (62)$$

განტოლებების მარჯვენა მხარეების გატოლებით მივიღებთ:

$$\frac{8}{3}x + \frac{4}{3}y + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2} = 0,23 \alpha L'_0$$

რომელშიაც  $x = g_c - y$  სიდიდის ჩასმა მოგვცემს:

$$\frac{8}{3}g_c - \frac{8}{3}y + \frac{4}{3}y + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2} = 0,23 \alpha L'_0$$

მაგრამ

$$\frac{8}{3}g_c + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2} = 0,23 L'_0$$

რის გამო:

$$0,23 L'_0 - \frac{4}{3}y = 0,23 \alpha L'_0$$

საიდანაც:

$$y = \frac{3}{4} 0,23 L'_0 (1 - \alpha) = 0,173 L'_0 (1 - \alpha) \text{ კგ. ნახშირბადი} \quad (63)$$

და  $x = g_c - y = g_c - 0,173 L'_0 (1 - \alpha)$  კგ ნახშირბადი. (64)

მიღებულ განტოლებებში ჰაერის ხარჯი გამოსახულია კგ-ში; თუ ჰაერის ხარჯს გამოვსახებთ მოლებში და გავიხსენებთ, რომ  $L'_0 = 29 L_0$ , გვექნება:

$$y = 5,04 L_0 (1 - \alpha) \text{ კგ ნახშირბადი} \quad (65)$$

და  $x = g_c - 5,04 L_0 (1 - \alpha)$  კგ ნახშირბადი. (66)

წვის რეაქციების საფუძველზე, წვის პროდუქტების რაოდენობის გამოათვლელად, შეიძლება დაიწეროს გამოსახულებები:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{x}{12} = \frac{g_c}{12} - 0,42 L_0 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კგ;}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}_2}}{2} \text{ მოლი/კგ;}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ.}$$

წვის პროდუქტების მთლიანი რაოდენობა იქნება, (შემთხვევისათვის როცა  $\alpha < 1$ ):

$$M_{\text{არ}} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \frac{\xi_c}{12} - 0,42 L_0 (1-\alpha) + 0,42 L_0 (1-\alpha) +$$

$$\frac{\xi_{\text{H}_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 = \frac{\xi_c}{12} + \frac{\xi_{\text{H}_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0 \text{ მოლი/კგ.}$$

მიღებულ ტოლობას მივყავართ ჩვენთვის ხელსაყრელი გამოსახვა; ამ მიზნით  $\frac{\xi_c}{12}$  სიდიდე შევცვალოთ მისი გამოსახულებით, რომელიც მიიღება (49)

ტოლობიდან  $\left( \frac{\xi_c}{12} = 0,21 L_0 - \frac{\xi_{\text{H}_2}}{4} + \frac{\xi_{\text{O}_2}}{32} \right)$ , მივიღებთ:

$$M_{\text{არ}} = 0,21 L_0 - \frac{\xi_{\text{H}_2}}{4} + \frac{\xi_{\text{O}_2}}{32} + \frac{\xi_{\text{H}_2}}{2} + 0,79 \alpha L_0;$$

თუ ამ ტოლობას მივუმატებთ და გამოვაკლებთ სიდიდეს  $0,21 \alpha L_0$ , საბოლოოდ მივიღებთ:

$$M_{\text{არ}} = \alpha L_0 + \frac{\xi_{\text{H}_2}}{4} + \frac{\xi_{\text{O}_2}}{32} + 0,21 L_0 (1 - \alpha) \text{ მოლი/კგ.} \quad (67)$$

მიღებული ტოლობის შედარება (59) ტოლობასთან ადასტურებს, რომ როდესაც  $\alpha < 1$  წვის პროდუქტების მოლების რაოდენობა  $0,21 L_0 (1 - \alpha)$  სიდიდით მეტია, წვის პროდუქტების მოლთა რიცხვზე, როცა  $\alpha > 1$ . ამის მიზეზი განმარტებული იყო წვის რეაქციების განხილვის დროს.

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის კრიტიკული მნიშვნელობის მისაღებად (66) ტოლობაში შევიტანოთ  $x=0$ , რაც მოგვცემს:

$$\xi_c - 5,04 L_0 (1 - \alpha_{\text{კ}}) = 0,$$

საიდანაც

$$\alpha_{\text{კ}} = 1 - \frac{\xi_c}{5,04 L_0}. \quad (68)$$

თხევადი საწვავისათვის  $\alpha_{\text{კ}} = 0,6 \div 0,67$ .

თუ მომუშავე კარბურატორიან ძრავში  $\alpha$ -ს სიდიდეს კრიტიკულზე ქვემოთ შევამცირებთ, მაშინ ნახშირბადის ნაწილი სრულიად დაუწვავი დარჩება და საბოლოო მილიდან გამოვა ჰეარტლის სახით. ამ დროს ძრავი იწყებს არამდგრად მუშაობას და მცირდება ძრავის სიმძლავრე და ეკონომიურობა.

აღსანიშნავია, რომ დიზელის ძრავში ასეთი მოვლენები  $\alpha_{\text{კ}}$ -ზე უფრო ადრე იწყება.

თუ  $\alpha \geq 1$ , მაშინ წვის პროდუქტები 1 მოლი აიროვანი საწვავისათვის გამოისახება ტოლობებით:

$$M'_{CO_2} = CO + CO_2 + C_m H_n \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{H_2O} = H_2 + C_m H_n \frac{n}{2} \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{N_2} = 0,79 a L'_1 + N_2 \text{ მოლი/მოლი};$$

$$M'_{O_2} = 0,21(a-1) L'_1 \text{ მოლი/მოლი}.$$

წვის პროდუქტების საერთო რაოდენობა, რომელსაც მივიღებთ 1 მოლი აიროვანი საწვავის დაწვით, იქნება:

$$M'_{\Sigma} = M'_{CO_2} + M'_{H_2O} + M'_{N_2} + M'_{O_2} \text{ მოლი/მოლი}. \quad (69)$$

წვის დასასრულს ცილინდრში იმყოფება წვის ახალი პროდუქტები ( $M_{\Sigma}$ ) და ნარჩენი აირი ( $M_r$ ). ამრიგად, აირის რაოდენობა წვის ბოლოს

$$M_s = M_{\Sigma} + M_r. \quad (70)$$

ცხადია, რომ ნარჩენი აირის და წვის ახალი პროდუქტების შედგენილობა ერთნაირი იქნება.

### მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

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 ეგრეთწოდებული მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტით.

ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში შეიწოვება ახალი მუხტი ( $M_0$ ), რომლის წვის შედეგად ეღებულობთ წვის პროდუქტების განსაზღვრულ რაოდენობას ( $M_{\Sigma}$ ). წვის ახალი პროდუქტების რაოდენობის შეფარდებას ახალ მუხტთან უწოდებენ კიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტს ( $\mu$ ). ამრიგად, გვაქვს:

$$\mu = \frac{M_{\Sigma}}{M_0}. \quad (71)$$

მაგრამ წვის დასაწყისში, ცილინდრში ახალ მუხტთან ერთად, იმყოფება ნარჩენი აირი, რომელიც უცვლელი რჩება წვის განმავლობაში. 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 ( $M_s$ ) შეფარდება, წვის დასაწყისში რაოდენობასთან ( $M_0$ ). ასეთ შეფარდებას ნამდვილი მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი ( $\mu$ ) ეწოდება.

მაშასადამე, შეიძლება დაეწეროს:

$$\mu = \frac{M_r}{M_c}. \quad (72)$$

ვინაიდან,  $M_r = M_{3r} + M_r$  და  $M_c = M_0 + M_r$  გვექნება:

$$\mu = \frac{M_{3r} + M_r}{M_0 + M_r}. \quad (73)$$

თუ მიღებული ტოლობის მრიცხველს და მნიშვნელს გავყოფთ  $M_0$ -ზე და გავიხსენებთ, რომ ნარჩენი აირის კოეფიციენტი  $\gamma = \frac{M_r}{M_0}$  მივიღებთ მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის ახალ გამოსახულებას:

$$\mu = \frac{\frac{M_{3r}}{M_0} + \frac{M_r}{M_0}}{\frac{M_0}{M_0} + \frac{M_r}{M_0}} = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (74)$$

$\mu_0$ -ის გამოსათვლელად საკმარისია ვიანგარიშოთ  $M_0$  და  $M_{3r}$  ზემომოყვანილი ტოლობების მიხედვით. მაგალითად, თხევადი საწვავისათვის ნაჩვენები იყო, რომ  $M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_0} \approx \alpha L_0$ ; თუ ამასთანავე  $M_{3r}$  სიდიდეებს ავიღებთ (59) და (67) ფორმულების მიხედვით, მაშინ გვექნება:

თხევადი საწვავისათვის, როცა  $\alpha \geq 1$

$$\mu_0 = \frac{\alpha L_0 + \frac{k_{H_2}}{4} + \frac{k_{O_2}}{32}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_0}} \approx \frac{\alpha L_0 + \frac{k_{H_2}}{4} + \frac{k_{O_2}}{32}}{\alpha L_0}; \quad (75)$$

თხევადი საწვავისათვის, როცა  $\alpha < 1$

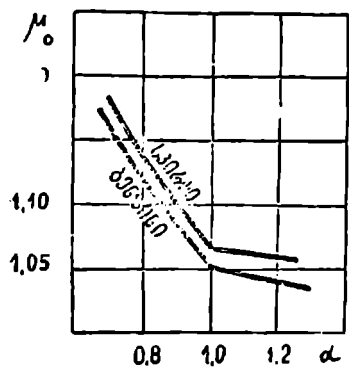
$$\begin{aligned} \mu_0 &= \frac{\alpha L_0 + \frac{k_{H_2}}{4} + \frac{k_{O_2}}{32} + 0,21 L_0 (1 - \alpha)}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_0}} \approx \\ &\approx \frac{\alpha L_0 + \frac{k_{H_2}}{4} + \frac{k_{O_2}}{32} + 0,21 L_0 (1 - \alpha)}{\alpha L_0}. \end{aligned} \quad (76)$$

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

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

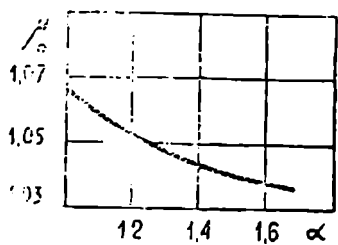


49-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია ქიმიური მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისაგან. 50-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია ასეთივე დამოკიდებულება დიზელის საწვავისათვის.



ნახ. 49.  $\mu_0$ -ის ცვალებადობა  $\alpha$ -სგან დამოკიდებულებით.

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

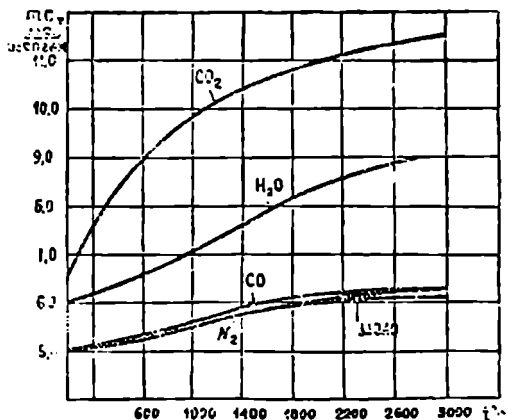


ნახ. 50.  $\mu_0$ -ის ცვალებადობა  $\alpha$ -სგან დამოკიდებულებით დიზელის საწვავისათვის.

ცხადია, რომ რაც მეტი იქნება  $\mu_0$ , მით დიდი იქნება ძრავის სიმძლავრე, რაც იმით აიხსნება, რომ  $\mu_0$ -ის ზრდა იწვევს აირის კუთრი მოცულობის და, მაშასადამე, წნევის ზრდას წვის დასასრულს.

**აირის საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობა**

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა ერთეული რაოდენობის ნივთიერების გასაცხლებლად ერთი გრადუსით, ნივთიერების სითბოტევადობა ეწოდება. სითბოტევადობა შეიძლება შევუფაროთ ნივთიერების სხვადასხვა რაოდენობას, მაგალითად, ერთ კილოგრამს, ერთ მოლს ან ერთ კუბურ მეტრს. ძრავის თბური გაანგარიშებისათვის ხელსაყრელია გამოვიყენოთ სითბოტევადობები აირის ერთ მოლისათვის ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, გამოვიყენოთ აირის მოლური სითბოტევადობა.



ნახ. 51. ზოგიერთი აირის საშუალო სითბოტევადობის დამოკიდებულება ტემპერატურისაგან.

აირის სითბოტევადობა დამოკიდებულია ტემპერატურასა და აირის შედგენილობისაგან. ტემპერატურის ზრდით სითბოტევადობა მატულობს.

51-ე ნახ.ზე მოცემულია მრუდები და შესაბამისი ფორმულები (ცხრილი 6), სხვადასხვა აირისათვის, რომლებიც გამოსახავენ, მუდმივი მოცულობის ( $V = \text{const}$ ) დროს საშუალო სითბოტევადობის ( $m_r$ ) დამოკიდებულებას ტემპერატურისაგან  $0^\circ$ -დან  $3000^\circ\text{C}$ -დე. მონაცემები მიღებულია მკვლევართა ჯგუფის მიერ პროფ. შ. პ. ვუკალოვიჩის ხელმძღვანელობით.

ცხრილი 6

ფორმულები ზოგიერთი აირის საშუალო სითბოტევადობის განსაზღვრისათვის ( $V = \text{const}$ )

დასახელება	აღნიშვნა	$m_r$	
		$0^\circ$ -დან $150^\circ\text{C}$ -მდე ტემპერატურისათვის	$1501^\circ$ -დან $3000^\circ\text{C}$ -მდე ტემპერატურისათვის
ჰაერი . . . . .	—	$4,934 + 6,13 \cdot 10^{-4}t$	$5,36 + 3,4 \cdot 10^{-4}t$
ახოტი . . . . .	$\text{N}_2$	$4,934 + 6,13 \cdot 10^{-4}t$	$5,36 + 3,3 \cdot 10^{-4}t$
ჟანგბადი . . . . .	$\text{O}_2$	$5,074 + 8,13 \cdot 10^{-4}t$	$5,646 + 3,72 \cdot 10^{-4}t$
ნახშირორჟანგი	$\text{CO}_2$	$6,624 + 4,848 \cdot 10^{-4}t - 1,533 \cdot 10^{-6}t^2$	$9,52 + 7,6 \cdot 10^{-4}t$
ნახშირჟანგი	$\text{CO}$	$4,954 + 6,73 \cdot 10^{-4}t$	$5,547 + 2,75 \cdot 10^{-4}t$
წყლის ორთქლი . . . . .	$\text{H}_2\text{O}$	$5,869 + 1,3 \cdot 10^{-2}t$	$6,5 + 9,33 \cdot 10^{-4}t$

საშუალო მოლური სითბოტევადობა მუდმივი წნევის დროს განისაზღვრება ტოლობით:

$$m_{r,p} = m_{r,c} + 1,9 \approx 5.$$

**ნარევის თბოუნარიანობა**

ცილინდრში მოხვედრილი ნარევი შედგება საწვავისა და ჰაერისაგან. ნარევის თბოუნარიანობა განისაზღვრება ტოლობებით:

1. კარბურატორიანი ძრავისათვის, როცა  $\alpha \geq 1$ :

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_u}} \text{ კალ/მრ.ლი}; \quad (77)$$

2. კარბურატორიანი ძრავისათვის, როცა  $\alpha < 1$ :

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u - \Delta H}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_u}} \text{ კალ/მოლი}; \quad (78)$$

3. დიზელის ძრავისათვის:

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_u}{\alpha L_0} \text{ კალ/მოლი}; \quad (79)$$

4. აირგენერატორული და აიროვანი საწვავით მომუშავე ძრავისათვის, როცა  $\alpha \geq 1$ :

$$H_{\text{ნარ}} = \frac{H_{\text{ნარ}}}{\alpha L'_1 + 1}, \quad (80)$$

სადაც:  $II_{\text{ორ}} - 1$  მოლი აირივანი საწვავის თბოუნარიანობაა.

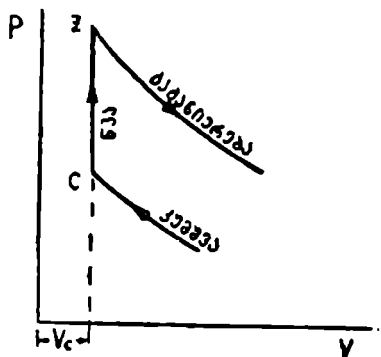
კარბურატორიანი ძრავისათვის, როცა  $\alpha < 1$ , საწვავის თბოუნარიანობა გამოსახულია სიდიდით  $II_{\alpha} - \Delta H$ . აქ  $\Delta H$  წარმოადგენს 1 კგ საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგს არასრული წვის გამო (რადგანაც  $\alpha < 1$ ). ღიზელის ძრავისათვის ასეთი შემთხვევა არაა განხილული, რადგანაც ღიზელებში ყოველთვის  $\alpha > 1$ .

### წვის განტოლება ხწრაფი წვის ციკლისათვის

წვის პროცესის განხილვის დროს საჭირო ხდება წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლა. აირის ტემპერატურის საანგარიშოდ წინასწარ უნდა შეეადგინოთ წვის განტოლება.

სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებში წვა იწყება ზედა მკედარ წერტილზე ადრე და მთავრდება ზედა მკედარი წერტილის შემდეგ; ამიტომ წვის პროცესის განხორციელება მუდმივი მოცულობის დროს შეუძლებელია და ნამდვილ ინდიკატორულ დიაგრამაზე წვის პროცესის შესაბამის ხაზს განსაზღვრული დახრა აქვს.

გაანგარიშების გამარტივების მიზნით, ამ გარემოებას წხედველობაში არ იღებენ და უშვებენ, რომ თითქოს ასეთ ძრავებში წვა იწყება და მთავრდება ზედა მკედარ წერტილში. ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს ( $\epsilon$  ხაზი) ნაჩვენებია 52-ე ნახ.ზე. პირობით მიიღებულა, რომ წვა იწყება  $\epsilon$  წერტილში და მთავრდება  $\zeta$  წერტილში ( $V = \text{const}$ ).



ნახ. 52. სქემა წვის განტოლების შედგენისათვის.

ვინაიდან წვის პროცესის განმავლობაში აირები მუშაობას არ ასრულებენ, ამიტომ წვის განტოლების შესადგენად შეიძლება მივიღოთ, რომ: სითბოს რაოდენობა ( $U_c$ ), რომელსაც აირი შეიცავს წვის შემდეგ უნდა უდრიდეს სითბოს იმ რაოდენობას ( $U_c$ ), რომელიც აირს ჰქონდა წვის დასაწყისში მიმატებული სითბო ( $U_H$ ), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით  $\epsilon$  პროცესის განმავლობაში.

მაშასადამე, შეიძლება დაეწეროს:

$$U_c + U_H = U_c \quad (81)$$

თუ გაანგარიშებას ჩავატარებთ 1 კგ თხევადი საწვავისათვის და გავიხსენებთ, რომ აირის რაოდენობა, ტემპერატურა და მუდმივი მოცულობის დროს სითბოტევადობა ნამრავლის სახით გვაძლევს სითბოს რაოდენობას, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c \cdot m_{c_{cc}} = (M_0 + M_s) T_c m_{c_{cc}} \quad (82)$$

$$U_s = M_s T_s m_{c_{ss}} = (M_{0s} + M_r) T_s m_{c_{ss}} \quad (83)$$

ე. 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 გამო ყოველთვის  $U_H < H_u$ , როცა  $\alpha \geq 1$  შეიძლება მივიღოთ:

$$U_H = \xi H_u \quad (84)$$

სადაც  $\xi$  — სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტია.

მიღებული გამოსახულებების შეტანა (81) ტოლობაში მოგვცემს:

$$(M_0 + M_r) T_c m_{c_{cc}} + \xi H_u = (M_{0s} + M_r) T_s m_{c_{ss}} \quad (85)$$

$$M_c T_c m_{c_{cc}} + \xi H_u = M_s T_s m_{c_{ss}} \quad (86)$$

თუ მიღებულ გამოსახულებას გაეყოფთ  $M_c$ -ზე, მივიღებთ წვის განტოლების ახალ სახეს:

$$T_c m_{c_{cc}} + \frac{\xi H_u}{M_c} = \frac{M_s}{M_c} T_s m_{c_{ss}}$$

მაგრამ, რადგანაც  $M_c = M_0 + M_r = M_0(1 + \gamma)$  და  $\frac{M_s}{M_c} = \mu$ , ამიტომ:

$$T_c m_{c_{cc}} + \frac{\xi H_u}{M_0(1 + \gamma)} = \mu T_s m_{c_{ss}} \quad (87)$$

მიღებული წვის განტოლება შეიძლება გამოვიყენოთ თხევადი საწვავისათვის იმ შემთხვევაში, როცა  $\alpha \geq 1$ . თუ  $\alpha < 1$ , მაშინ საწვავის თბოუნარიანობას უნდა გამოვაცლოთ სრდიღე  $\Delta H_u$ . რომლის გამოყენება ენგზელის დანაკლისის გამო შეუძლებელი იქნება. ამრიგად, როცა  $\alpha < 1$  წვის განტოლება მიიღებს სახეს:

$$T_c m_{c_{cc}} + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_0(1 + \gamma)} = \mu T_s m_{c_{ss}} \quad (88)$$

$\Delta H_u$  დამოკიდებულია იმაზე, თუ  $\alpha$  რამდენად ნაკლებია ერთზე.

$\Delta H_u$ -ს სიდიდე შეიძლება ვიანგარიშოთ შემდეგი მოსაზრების საფუძველზე. ენგზელის დანაკლისის გამო ნახშირბადის ნაწილი ( $\gamma$ ) იწვის CO-დ. საწვავის თბოუნარიანობის დანაკარგი იმ სითბოს ტოლი იქნება, რომელსაც CO გამოყოფდა CO<sub>2</sub>-მდე დაწვის შემთხვევაში. მაგრამ ცნობილია, რომ ერთი შოლი CO თავის წვის დროს CO<sub>2</sub>-მდე გამოყოფს 67610 კალორიას (2CO + O<sub>2</sub> = 2CO<sub>2</sub> + 135220 კალ.), რის გამო

$$\Delta H_u = 67610 M_{CO}$$

მაგრამ ზემოთ ნაჩვენები იყო, რომ

$$M_{CO} = 0.42 L_0 (1 - \alpha),$$

და საბოლოოდ გვექნება:

$$\Delta H_u = 67610 \quad 0,42 L_0 (! - \alpha),$$

ა6

$$\Delta H_u = 28396 L_p (1 - \alpha). \quad (89)$$

აიროვანი საწვავის გამოყენების შემთხვევაში უფრო ხელსაყრელია წვის განტოლება დაეწიროთ 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 იძლევა გამოვარკვიოთ აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წვის განტოლების ამოხსნისათვის საჭიროა წინასწარ შევარჩიოთ სითბოს გამოყოფის ( $\xi$ ) კოეფიციენტის სიდიდე.

ξ კოეფიციენტი ითვალისწინებს სითბოს ყველა დანაკარგს  $\epsilon$  წერტილიდან  $\zeta$  წერტილამდე (გარდა სითბოს დანაკარგისა ჟანგბადის თეორიული დანაკლასის გამო). აღსანიშნავია, რომ იმ დროსაც კი როცა ჟანგბადის დანაკლისს ადგილი არა აქვს, საწვავის ნაწილი მაინც ვერ ასწრებს დაწვას  $\zeta$  წერტილამდე და წვა გრძელდება გაგანიერების 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 ერთგვაროდ არის შერეული საწვავი ჰაერთან, მით ნაკლებია სითბოს დანაკარგი წვის დროს და, მაშასადამე, მაალაია ξ კოეფიციენტი.

ბრუნთა რიცხვი ორმხრივ გავლენას ახდენს ξ კოეფიციენტის სიდიდეზე. ბრუნთა რიცხვის ზოლით წვის პროცესისათვის განკუთვნილი დროის შემცირებისგან მომხდება სითბოს გადაცემა კედლებზე. მაგრამ, ამასთანავე მცირდება იმ საწვავის რაოდენობაც, რომელიც ასწრებს წვას  $\zeta$  წერტილამდე, რაც თავის მხრივ დანაკარგებს ზრდის. ვინაიდან საბოლოო შედეგზე მეორე ფაქტორის გავლენა უფრო საგრძნობია, ამიტომ შეხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდით ξ კოეფიციენტი რამდენიმედ მცირდება.

დატვირთვის შემცირება აუარესებს წვის პროცესს და იწვევს ξ კოეფიციენტის შემცირებას.

აღნიშნული პირობებისაგან დამოკიდებულებით, ξ კოეფიციენტის სიდიდე თანამედროვე ძრავებისათვის აიღება შემდეგ ზღვრებში:

ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის  $0,85 \div 0,95$ ;

ნავთით მომუშავე ძრავებისათვის  $0,80 \div 0,92$ ;

აირგენერატორული ძრავებისათვის  $0,83 \div 0,98$ .

წვის განტოლებაში უცნობია  $T_s$  და მისგან დამოკიდებული სითბოტევადობა  $m_{cs}$ ; განტოლებაში შემაჯალი სხვა წვერების რიცხობრივი სიდიდეების გამოთვლა კონკრეტული მაგალითისათვის არ წარმოადგენს სიძნელეს.

თუ აღნიშნავთ:

$$T_c m_{c,r} + \frac{\xi H_u}{M_0(1+\gamma)} = S,$$

მაშინ წვის განტოლება მიიღებს სახეს:

$$\mu T_c m_{c,r} = S. \quad (90)$$

აირის შედგენილობის მიხედვით სითბოტევადობის მუდმივი კოეფიციენტების შეკრება იძლევა:

$$m_{c,r} = A + BT_c,$$

რის შეტანით (90) ტოლობაში, მივიღებთ:

$$\mu T_c (A + BT_c) = S,$$

ან

$$\mu BT_c^2 + \mu AT_c - S = 0. \quad (91)$$

ამ კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.

წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრისათვის დავწეროთ  $c$  და  $z$  წერტილებისათვის (ნახ. 52) განტოლებები:

$$p_c V_c = 848 M_c T_c \text{ და}$$

$$p_c V_c = 848 M_c T_c.$$

პირველი განტოლების მეორე განტოლებაზე გაყოფით მივიღებთ:

$$\frac{p_c V_c}{p_c V_c} = \frac{M_c T_c}{M_c T_c},$$

მაგრამ  $V_c = V_c$  და  $\frac{M_c}{M_c} = \mu$ , ამიტომ:

$$p_c = p_c \mu \frac{T_c}{T_c}. \quad (92)$$

მიღებული ტოლობა გვიჩვენებს, რომ რაც უფრო დიდია მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი  $\mu$ , მით მეტია აირის წნევა წვის ბოლოს.

თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის საშუალოდ გამოდის:  $T_c = 2300 \div 2800^\circ$ ,  $p_c = 25 \div 50$  კგ/სმ<sup>2</sup> და წნევის ზრდის კოეფიციენტი

$$\lambda = \frac{p_c}{p_0} = 2 \div 4.$$

### წვის განტოლება შერეული ციკლისათვის

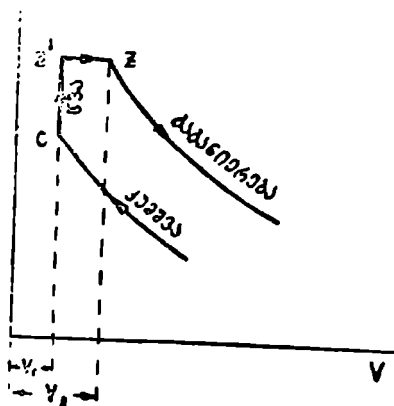
შერეული ციკლი, რომლის მიხედვით მუშაობენ საავტოტრაქტორო დიზელეები, ითვალისწინებს წვას ჯერ მუდმივი მოცულობის, ხოლო შემდეგ, მუდმივი წნევის დროს. სინამდვილეში ადგილი აქვს ამ პირობისაგან მნიშვნელოვან გადახრებს, რომლებსაც გაანგარიშებების გამარტივების მიზნით მხედველობაში არ იღებენ.

ინდიკატორული დიაგრამის ის ნაწილი, რომელიც გამოსახავს წვის პროცესს ნაჩვენებია 53-ე ნახ-ზე. 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.

წვის განტოლების შედგენისათვის შეიძლება მივიღოთ პირობა, რომ, სითბოს რაოდენობა ( $U_s$ ), რომელსაც აირი შეიცავს წვის დასასრულს უდრის სითბოს იმ რაოდენობას ( $U_c$ ), რომელიც აირს ჰქონდა წვის დასაწყისში, მიმატებული სითბო ( $U_H$ ), რომელიც გამოიყოფა საწვავის წვით  $cz$  პროცესის განმავლობაში და გამოკლებული ის სითბო ( $AL$ ), რომელიც დაიხარჯება მუშაობის შესრულებაზე  $z'z$  პროცესის განმავლობაში.

ნათქვამის საფუძველზე შეიძლება დაწეროთ:

ნახ. 53. სქემა წვის განტოლების შედგენისათვის.



$$U_c + U_H - AL = U_s. \quad (93)$$

თუ გაანგარიშებთ ჩაეატარებთ 1 კგ საწვავისათვის, გვექნება:

$$U_c = M_c T_c m_{c_{cs}} = (M_o + M_r) T_c m_{c_{cs}} \quad (94)$$

$$U_s = M_s T_s m_{c_{cs}} = (M_{st} + M_r) T_s m_{c_{cs}} \quad \text{და} \quad (95)$$

$$U_H = \xi H_u. \quad (96)$$

$AL$  წარმოადგენს  $z'z$  პროცესის განმავლობაში შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტურ სითბოს;  $z'z$  პროცესი სრულდება მუდმივი წნევის პირობებში, რის გამო:

$$L = p_s V_s - p_s' V_s'.$$

თუ გავიხსენებთ, რომ  $p_s' = \lambda p_c$  და  $V_s = V_c$ , უფლება გვექნება დაწეროთ:

$$L = p_s V_s - \lambda p_c V_c.$$

გარდა ამისა, გვაქვს:

$$p_s V_s = 848 M_s T_s \quad \text{და}$$

$$p_c V_c = 848 M_c T_c.$$

რის გამო:

$$L = 848 M_s T_s - 848 \lambda M_c T_c = 848 [M_s T_s - \lambda M_c T_c].$$

მიღებული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო იქნება:

$$AL = \frac{L}{427} = \frac{848}{427} [M_s T_s - \lambda M_c T_c] = 1,985 [M_s T_s - \lambda M_c T_c]. \quad (97)$$

შედგენილი გამოსახულებების შეტანა (93) ტოლობაში გვაძლევს;

$$\begin{aligned} & M_c T_c m_{c_{cc}} + \xi H_u - 1,985 [M_s T_s - \lambda M_c T_c] = M_s T_s m_{c_{cc}}, \\ \text{ან} & \\ \text{ანდა} & \\ & M_c T_c m_{c_{cc}} + \xi H_u - 1,985 M_s T_s + 1,985 \lambda M_c T_c = M_s T_s m_{c_{cc}} \\ & M_c T_c (m_{c_{cc}} + \lambda 1,985) + \xi H_u = M_s T_s (m_{c_{cc}} + 1,985). \end{aligned}$$

თუ გავყოფთ განტოლებას  $M_c$ -ზე და გავიხსენებთ, რომ  $m_{c_{cc}} + 1,985 = m_{c_{ps}}$ , მივიღებთ:

$$T_c (m_{c_{cc}} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_c} T_s m_{c_{ps}}.$$

თუ შევცვლით  $M_c = M_0(1 + \gamma)$  და  $\frac{M_s}{M_c} = \mu$  მივიღებთ წვის განტოლების საბოლოო გამოსახულებას:

$$T_c (m_{c_{cc}} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_0} T_s m_{c_{ps}} = \mu T_s m_{c_{ps}}. \quad (98)$$

აირის ტემპერატურა წვის დასასრულს. წვის განტოლების გადასაწყვეტად საკუროა წინასწარ შევარჩიოთ სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი  $\xi$ . ისევე როგორც კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\xi$  კოეფიციენტი შეირჩევა არსებული ძრავების გამოცდების შედეგების მიხედვით. მომუშავე ძრავის გამოცდის დროს  $\xi$  კოეფიციენტს არკვევენ ინდიკატორული დიაგრამების მიხედვით, შებრუნებული გაანგარიშების ხერხით.

სატრაქტორო დიზელისათვის შეიძლება მივიღოთ  $\xi = 0,7 \div 0,8$ .

კარბურატორიან ძრავთან შედარებით დიზელის ძრავებისათვის  $\xi$  კოეფიციენტის ნაკლები სიდიდე აიხსნება დიზელებში ჰაერთან საწვავის უარესი შერევით და წვის მეტი ხანგრძლიობით.

აირის შედგენილობისაგან დამოკიდებულებით სითბოტევადობის კოეფიციენტების შეკრება მოგვცემს:

$$m_{c_{ps}} = A' + B' T_s.$$

კონკრეტული მაგალითისათვის, თუ აღვნიშნავთ:

$$T_c (m_{c_{cc}} + \lambda 1,985) + \frac{\xi H_u}{M_c} = S,$$

გვექნება:

$$S = \mu T_s (A' + B' T_s),$$

ან

$$\mu B' T_s^2 + \mu A' T_s - S = 0. \quad (99)$$

მიღებული კვადრატული განტოლების ამოხსნით განისაზღვრება ტემპერატურა წვის დასასრულს.



წნევა წვის დასასრულს. წვის დასასრულს აირის წნევის განსაზღვრის მიზნით დაეწერათ  $c$  და  $z$  წერტილებსათვის (ნახ. 53) განტოლებები:

$$\begin{aligned} p_s V_s &= 848 M_s T_s \text{ და} \\ p_c V_c &= 848 M_c T_c. \end{aligned}$$

პირველი განტოლების მეორეზე გაყოფით ვღებულობთ:

$$\frac{p_s V_s}{p_c V_c} = \frac{M_s T_s}{M_c T_c}.$$

მაგრამ  $\frac{V_s}{V_c} = \rho$  წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი, ხოლო

$\frac{M_s}{M_c} = \mu$  მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი, ამიტომ:

$$p_s = p_c \frac{\mu}{\rho} \frac{T_s}{T_c}. \quad (100)$$

თუ ცნობილია წნევის ზრდის კოეფიციენტი  $\lambda$ , მაშინ  $p_s$  შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით:

$$p_s = p_c' = \lambda p_c. \quad (101)$$

თანამედროვე დიზელებისათვის დაახლოებით გამოდის:  $T_s = 1800 \div 2300^\circ$ ,  $p_s = 45 \div 80$  კგ/სმ<sup>2</sup> და  $\lambda = 1,2 \div 2,4$ .

აირის მოცულობა წვის დასასრულს. თუ (100) ტოლობაში  $p_s$ -ს შევცვლით (101) ტოლობის მიხედვით მისი გამოსახულებით, მივიღებთ:

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \frac{T_s}{T_c},$$

ან

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_s}{T_c}. \quad (102)$$

ვინაიდან წინასწარი გაფართოების კოეფიციენტი  $\rho = \frac{V_s}{V_c}$ , ამიტომ აირის მოცულობა წვის დასასრულს იქნება:

$$V_s = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_s}{T_c} V_c. \quad (103)$$

### დისოციაცია წვის პროცესის განმავლობაში

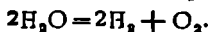
დისოციაცია წვის პროცესის შეზღუდული მოვლენაა. თუ წვის პროცესის განმავლობაში წარმოებს ცალკე ელემენტების შეერთება რაღაც მოლეკულადად, — დისოციაციის დროს პირიქით — რთული მოლეკულები იშლებიან ელემენტებად. აღსანიშნავია, რომ წვის რეაქცია ეგზოთერმულია და ხასიათდება სითბოს გამოყოფით, დისოციაცია კი ენდოთერმულია — ე. ი. ახდენს სითბოს შთანქვას.

ცხადია, რომ დისოციაცია შიგაწვის ძრავისათვის არასასურველ მოვლენას წარმოადგენს.

ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ წვის პროდუქტების ( $\text{CO}_2$  და  $\text{H}_2\text{O}$ ) გაცხელება, დაახლოებით,  $2000^\circ\text{C}$ -მდე უკვე იწვევს ნაწილობრივ დისოციაციას.

$\text{CO}_2$ -ის დისოციაციის დროს წარმოიშევა  $\text{CO}$  და თავისუფალი ენგბადი  $\text{O}_2$ . ასევე, წულის ორთქლის დისოციაცია იძლევა თავისუფალ წყალბადს და თავისუფალ ენგბადს.

ამრიგად, დისოციაციისათვის გვექნება:



წვის დროს დისოციაციის შედეგად მიღებული  $\text{CO}$  და  $\text{H}_2$  შემდეგში ისევე იენგბებიან და გამოყოფენ სითბოს. ასეთი რეაქციები განსაკუთრებით ენერგიულად მიმდინარეობს გაგანიერების პროცესის განმავლობაში. ეს გარემოება იწვევს წვაში მონაწილე სითბოს რაოდენობის და, მაშასადამე, წვის დასასრულს  $I_r$  ტემპერატურის შემცირებას.

დისოციაციაში მონაწილე აირების რაოდენობა მნიშვნელოვნად იზრდება ტემპერატურის ზრდით. ამის გამო სავსებით დაუშვებელია ფორსირებული ძრავისათვის წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოთვლა დისოციაციის გაუთვალისწინებლად. ფორსირებულ ძრავებში იგულისხმება მალალი კუმშვის ხარისხის მქონე კარბურატორიანი ძრავები, სადაც წარმოებს ნარევის იძულებითი მიწოდება (ჩაბერვა) და ძრავები, სადაც გამოყენებულია ენგბადით გამდიდრებული ჰაერი. ფორსირებულ ძრავებში წვის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი სიდიდეები დისოციაციის ინტენსიურ მიმდინარეობას იწვევს.

ჩვეულებრივ საავტოტრაქტორო ძრავებში დისოციაციას არა აქვს ადგილი ან დისოციაციაში მონაწილე აირის რაოდენობა მცირეა, რის გამო ასეთი ძრავის თბური გაანგარიშება შეიძლება ჩატარდეს დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

კარბურატორიან ძრავთან შედარებით დიზელის ძრავებში დისოციაცია ნაკლებად მოსალოდნელია, წვის ნაკლები ტემპერატურის გამო.

ზემოთ განხილული იყო წვის პროცესი დისოციაციის გაუთვალისწინებლად.

## § 7. გაგანიერებისა და გაანგარის პროცესები

გაგანიერების პროცესი წარმოადგენს დგუშის სამუშაო სელას, რომლის დროს სითბური ენერგია გარდაიქმნება მექანიკურ მუშაობად.

გაგანიერების პროცესის განმავლობაში, ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა მნიშვნელოვნად აღემატება ცილინდრის კედლების საშუალო ტემპერატურას, რის გამო, სითბო გადაეცემა აირიდან კედლებს. სითბოს გადაცემის პროცესის განხილვას ართულებს ის გარემოება, რომ დგუშის გადაად-  
98

ვილებასთან ერთად მცირდება აირის ტემპერატურა და მატულობს ცილინდრის კედლების ის ფართი, რომელიც აირთან შეხებაში იმყოფება.

გარდა ამისა, გაგანიერების პროცესის განმავლობაში იწვის საწვავის ის ნაწილი, რომელმაც ვერ მოასწრო დაწვა  $\chi$  წერტილამდე, რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა. მაღალი ტემპერატურის პირობებში, გაგანიერების პროცესის განმავლობაში დამატებითი სითბო იმიტომაც გამოიყოფა, რომ ამ დროს ადგილი აქვს დისოციაციის პროდუქტების აღდგენას.

დასახელებულ მოვლენებს თუ იმასაც დავუმატებთ, რომ მაღალი წნევის გამო მუდამ ადგილი აქვს აირის გაპარვას (ქარგვას) დგუშის რგოლებიდან და სარქველებიდან, დაგრწმუნდებით, რომ გაგანიერების პროცესი წარმოადგენს ცვლადი მაჩვენებლის მქონე პოლიტროპულ პროცესს.

განგარიშების დროს, გაგანიერების პროცესს, პირობით იხილავენ როგორც საშუალო, მუდმივი სიდიდის მქონე მაჩვენებლიან პოლიტროპულ პროცესს (ისევე როგორც ეს იყო მიღებული კუმშვის პროცესისათვის). პოლიტროპის საშუალო  $n$  მაჩვენებელს ინდიკატორული დიაგრამის დახზარებით არკვევენ, რა დროსაც იცავენ პირობას, რომ პოლიტროპული მუშაობა საშუალო მაჩვენებლის მიხედვით უდრიდეს გაგანიერების ნამდვილ მუშაობას ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით.

აღსანიშნავია, რომ კუმშვის პროცესის საწინააღმდეგოდ, გაგანიერების პროცესის განმავლობაში აირისათვის სითბოს მიწოდება იწვევს საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას, ხოლო სითბოს შოცილება — მაჩვენებლის ზრდას. მაქსიმალური სიმძლავრით მომუშავეშ იგაწვის ძრავისათვის გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი იცვლება ზღვრებში  $n_1 = 1,22 \div 1,30$ .

ქვემოთ განხილულია სხვადასხვა პირობების გავლენა პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე.

### წვის სიჩქარის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე

რაც უფრო დიდია წვის სიჩქარე, მით მაღალია გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი. ეს იმით აიხსნება, რომ წვის სიჩქარის გაზრდით მცირდება საწვავის ის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაგანიერების განმავლობაში; ამის გამო ამ პროცესის დროს ნაკლებია სითბოს მიწოდება აირისათვის და, როგორც შედეგი, მაჩვენებელი მცირდება.

საწვავის რაოდენობა, რომელიც განაგრძობს წვას გაგანიერების პროცესის განმავლობაში, დამოკიდებულია საწვავის იმ რაოდენობაზე, რომელმაც მოასწრო დაწვა  $\chi$  წერტილამდე ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ,  $n$  დამოკიდებულია სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტზე  $\xi$ . თუ მაგალითად ერთი ციკლის განმავლობაში ცილინდრში მოხდება 1 კგ საწვავი, მაშინ  $\chi$  წერტილამდე დაიწვება  $\xi$  კგ, ხოლო დანარჩენი (1 —  $\xi$ ) კგ განაგრძობს წვას გაგანიერების პროცესის დროს. ეს მაგალითი გვიჩვენებს, რომ რამდენადაც უფრო მაღალია  $\xi$ , ე. ი. რამდენადაც უკეთესად მიმდინარეობს წვის პროცესი,

იმდენად მაღალია გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებელი. პრაქტიკაში აღრიცხულია შემთხვევები, როდესაც მცირე დატვირთვით მომუშავე ძრავისათვის, წვის მცირე სიჩქარეების გამო, გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებელი  $\eta_g \approx 1$ .

### ბრუნთა რიცხვის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე

ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, მცირდება წვისა და გაგანიერების პროცესების ხანგრძლიობა. გაგანიერების პროცესის სწრაფი მიმდინარეობა ამცირებს სითბოს გადაცემას ცილინდრის კედლებზე, წვის პროცესის ხანგრძლიობის შემცირება კი ზრდის იმ საწვავის რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაგანიერების დროს. ორივე დასახელებული ფაქტორი ხელს უწყობს გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირებას. ამას ისიც ემატება, რომ პროცესის სწრაფი მიმდინარეობის დროს მცირდება აირის გაპარვა დგუშის რგოლებიდან და სარქველებიდან, რაც ზრდის ცილინდრში მყოფი აირის წნევას და ამით, აგრეთვე, ამცირებს მაჩვენებლის სიდიდეს.

ზემოხსენებულს საფუძველზე ცხადია, რომ ძრავის ბრუნთა რიცხვის ზრდა მუდამ იწვევს გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას.

ექსპერიმენტებით მიღებულია, რომ „ЗИС—5“ ძრავისათვის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა რიცხვსა და გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელს შორის დროსელის მთლიანი გაღებისათვის, მიახლოებით, გამოისახება ტოლობით:

$$\eta_g = 1,26 + \frac{100}{n},$$

სადაც  $n$  — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია წუთში.

მოყვანილი ემპირიული ტოლობა შეიძლება გამოვიყენოთ „ЗИС — 5“-ის მსგავსი კარბურატორიანი ძრავებისათვის.

ამ უკანასკნელ ხანებში პროფ. ნ. რ. ბრილინგის ცდებმა გვიჩვენა, რომ მთლიანი დატვირთვით მუშაობის დროს სწრაფსელიანი უკომპრესორო დიზელებისათვის  $\eta_g$  იცვლება ზღვრებში  $1,22 \div 1,27$ .

### ცილინდრის ზომების გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე

დგუშის სკლისა და ცილინდრის დიამეტრის მუდმივი ფარდობის დროს  $\left(\frac{S}{D} = \text{const}\right)$ , ცილინდრის მოცულობის ზრდა იწვევს 'გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას, რადგან ცილინდრის მოცულობის გადიდებას თან სდევს ცილინდრში მყოფი აირის მოცულობის ერთობ

თულებზე მოსული გამაგრებელი ფართის და, მაშასადამე, აირიდან კედლებზე გადაცემული სითბოს რაოდენობის შემცირება.

შებრუნებულ სურათს მივიღებთ, თუ ცილინდრის მუდმივი მოცულობის დროს გავადიდებთ  $\frac{S}{D}$  ფარდობას. ასეთ შემთხვევაში ცილინდრში მყოფი აირის მოცულობის ერთეულზე მოსული გამაგრებელი ფართი მოიმატებს და, ამის გამო, გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებელი გადიდდება.

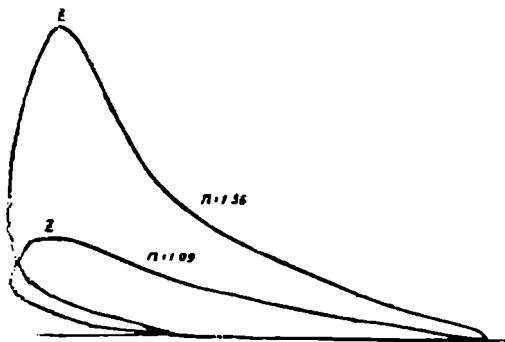
### დატვირთვის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე

ძრავის დატვირთვა მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებელზე.

ისეთ ძრავებში, სადაც გამოყენებულია სიმძლავრის რეგულაციის რაოდენობრივი მეთოდი, დატვირთვის შემცირების დროს მცირდება აირის წნევა წვის დასასრულს, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს წვის სიჩქარეს, ზრდის საწვავის იმ რაოდენობას, რომელიც განაგრძობს წვას გაგანიერების განმავლობაში და ყველაფერი ეს ამცირებს მაჩვენებლის სიდიდეს. ავტორის მიერ, „M — 1“ ძრავის ინდიკირების დროს, მიღებული იყო ძრავის მუშაობისას მთლიანი დროსელით  $n_g = 1,36$ , ხოლო ძრავის მუშაობისას მიხურული დროსელით  $n_g = 1,09$ .

54-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია „M — 1“ ძრავისაგან გადაღებული ორი ინდიკატორული დიაგრამა. ერთი მათგანი იძლევა  $n_g = 1,36$  და შეესაბამება ძრავის მუშაობას მთლიანი დროსელით, ხოლო მეორე იძლევა  $n_g = 1,09$  და შეესაბამება ძრავის მუშაობას 10%-ით გაღებული დროსელით.

ღიზელის ძრავში დატვირთვა გავლენას ახდენს პოლიტროპის მაჩვენებელზე. დატვირთვის შემცირებით მცირდება ძრავის ტემპერატურა, რაც თავის მხრივ  $\xi$  კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს. აღსანიშნავია აგრეთვე, რომ ღიზელის ძრავში დატვირთვის შემცირება იწვევს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის მნიშვნელოვან ზრდას.

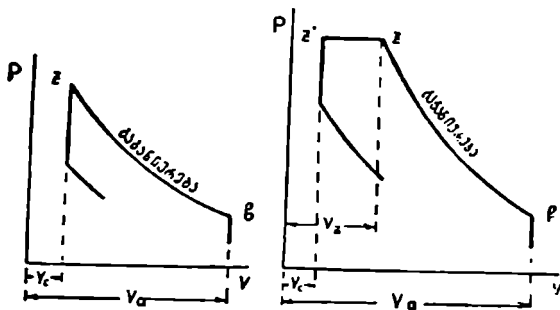


ნახ. 54. „M — 1“ ძრავის ინდიკატორული დიაგრამები.

**აირის წნევა და ტემპერატურა გაგანიერების დასასრულს**

55-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გაგანიერების მრუდები პირველ ციკლებსათვის. პირველ ციკლში გაგანიერება

სწრაფი წვისა და შე-  
იწყება  $z$  წერტილში  
და მთავრდება  $b$  წერ-  
ტილში; მეორე ციკ-  
ლში  $z'$ -დან  $z$ -დე წარ-  
მოებს წინასწარი გაგა-  
ნიერება, ხოლო  $z$ -დან  
 $b$ -დე გაგანიერება.



ნახ. 55. გაგანიერების მრუდები.

ლიტროპის ცნობილი განტოლებები:

$$p_a V_a^{n_b} = p_b V_b^{n_b} \text{ და } T_a V_a^{n_b-1} = T_b V_b^{n_b-1},$$

საიდანაც მივიღებთ:

კარბურატორიანი ძრავისათვის

$$p_a = p_b \left( \frac{V_a}{V_b} \right)^{n_b} = \frac{p_b}{\varepsilon^{n_b}}; \tag{104}$$

$$T_a = T_b \left( \frac{V_a}{V_b} \right)^{n_b-1} = \frac{T_b}{\varepsilon^{n_b-1}}. \tag{105}$$

დიზელის ძრავისათვის

$$p_a = p_b \left( \frac{V_a}{V_b} \right)^{n_b} = p_b \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_b} = \frac{p_b}{\varepsilon^{n_b}}; \tag{106}$$

$$T_a = T_b \left( \frac{V_a}{V_b} \right)^{n_b-1} = T_b \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_b-1} = \frac{T_b}{\varepsilon^{n_b-1}}; \tag{107}$$

წინა გარდაქმნების დროს მიღებული იყო, რომ სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავებისათვის  $\frac{V_a}{V_b} = \frac{V_c}{V_a} = \frac{1}{\varepsilon}$ , ხოლო დიზელის ძრავებისათვის  $\frac{V_a}{V_b} = \frac{1}{\delta}$ , სადაც  $\delta$  გაგანიერების ხარისხია. გარდა ამისა, აღვილად მიიღება,

რომ  $\frac{V_a}{V_b} = \frac{V_a}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_b} = \frac{\rho}{\varepsilon}$ .

გამოყვანილი ფორმულების მიწოდებით გაგანიერების დასასრულს  $p_3$  წნევისა და  $T_3$  ტემპერატურის გაანგარიშება იძლევა სიდიდეებს: კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_3 = 3 \div 5 \text{ კგ/სმ}^2 \text{ და } T_3 = 1400 \div 1800^\circ;$$

დიზელის ძრავებისათვის:

$$p_3 = 2 \div 4 \text{ კგ/სმ}^2 \text{ და } T_3 = 800 \div 1300^\circ.$$

მოყვანილი მონაცემებიდან ჩანს, რომ კარბურატორიან ძრავთან შედარებით, დიზელის ძრავები გაგანიერების დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ნაკლებ სიდიდეებს იძლევა. ეს იმით აიხსნება, რომ დიზელის ძრავებში წარმოებს წვის პროდუქტების ძლიერი გაგანიერება და, გარდა ამისა, წვის დასასრულს ტემპერატურა შედარებით დაბალია.

### განდევნის პროცესი

განდევნის პროცესი იწყება გაგანიერების პროცესის დასასრულს გამოშვები სარქველის გაღების მომენტიდან, და გრძელდება დგუშის მთელი სელის განმავლობაში. განდევნა მთავრდება გამოშვები სარქველის დახურვის მომენტში, რაც, ჩვეულებრივ, ზედა მკვდარი წერტილის შემდეგ წარმოებს.

ქვედა მკვდარ წერტილში დგუშის მისვლამდე, გამოშვები სარქველის გაღების მომენტისათვის, აირის წნევა და ტემპერატურა ცილინდრში რამდენიმედ აღემატება  $p_3$ -ს და  $T_3$ -ს.

ცილინდრიდან აირების გამოდევნის მიზნისაგან დამოკიდებულებით განდევნის პროცესს, ჰყოფენ სამ პერიოდად.

განდევნის პირველი პერიოდი იწყება სარქველის გაღების მომენტიდან და მთავრდება ქვედა მკვდარი წერტილის შემდეგ. ამ პერიოდში განდევნა წარმოებს მნიშვნელოვანი სიდიდის მქონე ჰარბი წნევის გამო; აირის განდევნის სიჩქარე კრიტიკულზე მეტია და აღწევს  $400 \div 600$  მ/წამ. პირველი პერიოდის დასასრულისათვის წნევა ცილინდრში მცირდება და სიჩქარე კრიტიკულზე ნაკლები ხდება.

განდევნის მეორე პერიოდის დროს, რომელიც გრძელდება დგუშის მთლიანი სელის განმავლობაში, აირების გამოდევნა წარმოებს დგუშის დაწოლით.

განდევნის მესამე პერიოდს წარმოადგენს, ცილინდრიდან აირის გამოსვლა ინერციით და გამოშვები მილის გამოშვოვი მოქმედების გავლენით. ამ მიზეზების გამო განდევნა შეიძლება მიმდინარეობდეს მკვდარი წერტილის შემდეგაც, ამიტომ, როგორც უკვე ცნობილია, გამოშვები სარქველი იკეტება განსაზღვრული დაგვიანებით.

### § 8. ინდიკატორული დიაგნოზის აპარატი

ნამდვილი ციკლის დამახასიათებელი წერტილების პარამეტრების გამოთვლის შემდეგ, შესაძლებელია ძრავის თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის აგება. აგების ორი ხერხი არსებობს, რომლებიც განხილულია ქვემოთ.

პირველი ხერხი.  $\rho V$  კოორდინატებში, მიღებული მასშტაბის დაცვით, დანიშნავენ ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებს ( $r, a, c, z, b$ ), რომელთა პარამეტრები განსაზღვრული იყო თბური გაანგარიშების დროს. ამის შემდეგ, მოცულობის შესაბამ მონაკვეთს  $V_c$ -დან  $V_a$ -დე ყოფენ რამდენიმე ნაწილად (არა ნაკლებ სამისა) და ყოველი დანაყოფის შესაბამისი მოცულობისათვის ანგარიშობენ წნევებს კუმშვისა და გაგანიერებისათვის. გამოანგარიშებული წნევების სიდიდეს დიაგრამაზე ნიშნავენ სათანადო წერტილებით, რომელთა შეერთება მოგვცემს კუმშვისა და გაგანიერების პოლიტროპებს. სწრაფი წვის ციკლით მომუშავე ძრავის ინდიკატორული დიაგრამის აგების მაგალითი ნაჩვენებია 5ნ-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:

$$p_{x1} = p_a \left( \frac{V_a}{V_{x1}} \right)^{\gamma}$$

$$p_{x2} = p_{x1} \left( \frac{V_{x1}}{V_{x2}} \right)^{\gamma}$$

$$p_{x3} = p_{x2} \left( \frac{V_{x2}}{V_{x3}} \right)^{\gamma}$$

კუმშვის პოლიტროპისათვის

$$p_{x1} = p_b \left( \frac{V_b}{V_{x1}} \right)^{\gamma}$$

$$p_{x2} = p_b \left( \frac{V_b}{V_{x2}} \right)^{\gamma}$$

$$p_{x3} = p_b \left( \frac{V_b}{V_{x3}} \right)^{\gamma}$$

გაგანიერების პოლიტროპისათვის

გამოთვლილი წნევების სათანადო წერტილების შეერთება გვაძლევს კუმშვის  $ac$  პოლიტროპს და გაგანიერების  $cb$  პოლიტროპს. ამის შემდეგ თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის მისაღებად საკმარისია გავატაროთ  $p_a$  და  $p_c$  წნევების მიხედვით შეწოვისა და განდევნის ხაზები და აგრეთვე შევეერთოთ ერთმანეთთან  $c-z$  და  $a-b$  წერტილები.

მეორე ხერხი.  $\rho V$  კოორდინატებში, მასშტაბის დაცვით, ნიშნავენ ინდიკატორული დიაგრამის დამახასიათებელ წერტილებს. კუმშვისა და გაგა-

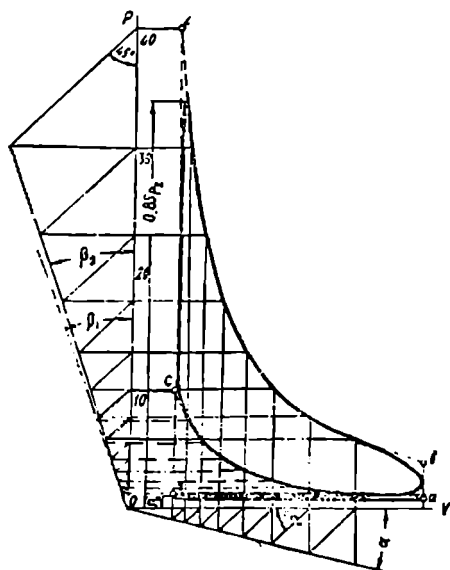


ნიერების პოლიტროპების ასაგებად გაატარებენ აბსცისის ლერძთან  $\alpha$  კუთხით დახრილ სხივს და ორდინატა ლერძთან  $\beta_1$  და  $\beta_2$  კუთხეებით დახრილ ორ სხივს (ნახ. 57).  $\beta_1$  კუთხით დახრილი სხივი გამოიყენება კუმშვის პოლიტროპის ასაგებად, ხოლო  $\beta_2$  კუთხით დახრილი სხივი გაგანიერების პოლიტროპის ასაგებად. ჩვეულებრივ  $\alpha$  კუთხეს შეირჩევენ ხოლმე აგების მოხერხებულობის თვალსაზრისით  $20 - 25^\circ$  საზღვრებში, რის შემდეგ  $\beta_1$  და  $\beta_2$  კუთხეებს ანვარა. შობენ ტოლობებით:

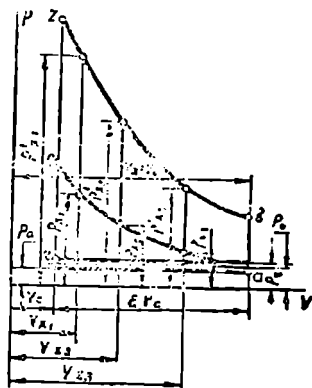
$$\text{tg} \beta_1 = (1 + \text{tg} \alpha)^3 - 1$$

$$\text{და } \text{tg} \beta_2 = (1 + \text{tg} \alpha)^6 - 1.$$

დიაგრამის აგების შემდეგი თანაჰიმდევრობა ნათლად ჩანს 57-ე ნახ-ზე და ცალკე ჟანმარტებას არ მოითხოვს.



ნახ. 57. ინდიკატორული დიაგრამის აგების მეორე ხერხი.



ნახ. 56. ინდიკატორული დიაგრამის აგების პირველი ხერხი.

ზემოაღწერილი წესით აიგება თეორიული ინდიკატორული დიაგრამა, რომელიც შემდეგ, ნამდვილ დიაგრამასთან მიახლოების მიზნით, მოითხოვს სათანადო მომრგვალებას გადასვლის წერტილებში. ასეთი „მომრგვალებული“ დიაგრამა, მსხვილი ხაზით, ნაჩვენებია 57-ე ნახ-ზე.

## § 9. საშუალო ინდიკატორული წნობა

### საერთო განმარტება

ცილინდრში განვითარებული სიმძლავრე დამოკიდებულია ციკლის განმავლობაში აირის მიერ განვითარებული წნევის სიდიდეზე, რომელიც მუდმივ ცვლილებას განიცდის. სიმძლავრის გამოანგარიშების გამარტივებისათვის ხელსაყრელია შემოვიღოთ ცნება საშუალო ინდიკატორული წნევის შესახებ, რომელიც წარმოადგენს ისეთ პირობითი, მუდმივი სიდიდის მქონე წნევას, რომე-

ლიც თითქოს მოქმედებს დგუშის მხოლოდ ერთი სელის განმავლობაში და ასრულებს იმდენ მუშაობას, რამდენსაც სინამდვილეში აირები ასრულებენ ერთი ციკლის განმავლობაში.

მომუშავე ძრავისათვის საშუალო ინდიკატორულ წნევას არკვევენ მისგან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამის დახმარებით, ითვალისწინებენ იმ მოსაზრებას, რომ ინდიკატორული დიაგრამის ფართი, განსაზღვრულ მასშტაბში გამოსახავს ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ მუშაობას და მაშასადამე, თუ ამ ფართს გავყოფთ დიაგრამის სიგრძეზე მივიღებთ საშუალო ინდიკატორულ წნევას.

ეს დასკვნა შემდეგი მოსაზრებითაც დასტურდება: თუ საშუალო ინდიკატორული  $p_i$  წიევას გავამრავლებთ დგუშის ფართზე  $\frac{\pi D^2}{4}$  მივიღებთ დგუშზე მოქმედ მთლიან ძალას  $P$ , რომლის ნამრავლი დგუშის  $S$  სელასთან მოგვეცემს, პირობის თანახმად, ერთი ციკლის განმავლობაში შესრულებულ  $A$  მუშაობას. ამრიგად:

$$p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = A,$$

ან

$$p_i V_h = A,$$

საიდანაც

$$p_i = \frac{A}{V_h}. \quad (108)$$

მომუშავე ძრავისათვის  $A$  იანგარიშება მისი ინდიკატორული დიაგრამის ფართის პლანიმეტრიკებით, ხოლო  $V_h$  წარმოადგენს ამავე დიაგრამის სიგრძეს მოცულობისათვის შერჩეულ მასშტაბში.

დასაპროექტებელი ძრავისათვის, ჩვეულებრივ, ჯერ არკვევენ საშუალო ინდიკატორულ  $p_i$  წნევას თეორიული, დაუმრგვალებლი, ინდიკატორული დიაგრამისათვის, ხოლო შემდეგ გამოიანგარიშებენ ნამდვილ საშუალო ინდიკატორულ  $p_i$  წნევას, რომელიც შეესაბამება დამრგვალებულ დიაგრამას.

**საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვალებელი დიაგრამისათვის**

58-ე ნახ-ზე ნაჩვენებ შერეული ციკლის ინდიკატორულ დიაგრამაზე წახაზულია მომრგვალების გამო დაკარგული ფართი და აგრეთვე ის ფართი, რომელიც მოყოლილია განდენისა და შეწოვის ხაზებს შორის და გამოსახავს მუშაობის ხარჯს შეწოვაზე და განდენაზე (ტუმბოსებრი დანაკარგები).

$z'$  და  $z$  პროცესების განმავლობაში (ნახ. 58) წარმოებს აირების გაგანიერება და სრულდება მუშაობა.  $ac$  პროცესის დროს აირების კუმშვაზე იხარჯება განსაზღვრული მუშაობა. ამის მიხედვით ციკლის განმავლობაში შესრულებული სასარგებლო მუშაობა შეიძლება გამოვსახოთ ტოლობით:

$$A = A_{2-1} + A_3 - A_3, \quad (109)$$

სადაც  $A_{2-1}$  — აირების მიერ შესრულებული მუშაობაა წინასწარი გაგანიერების დროს (პროცესი  $z' - z$ );

$$A = \lambda p_e (\rho' \epsilon - V_e) + \frac{\lambda p_e \epsilon V_e - \frac{\lambda p_e}{\rho \delta^n} \epsilon V_e}{n_b - 1} - \frac{p_e V_e - \frac{p_e}{\epsilon^n} \epsilon V_e}{n_s - 1}$$

აბ

$$A = \lambda p_e V_e (\rho - 1) + \frac{\lambda p_e \epsilon V_e}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\epsilon}{\rho \delta^n}\right) - \frac{p_e V_e}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right);$$

თუ ფრჩხილების გარეთ გამოვიტანთ სიდიდეს  $p_e V_e$  — გვექნება:

$$A = p_e V_e \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda p_e}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\epsilon}{\rho \delta^n}\right) - \frac{1}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right) \right]. \quad (113 a)$$

თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის მისაღებად, როგორც ეს ზემოთ იყო ნაჩვენები, საჭიროა  $A$  მუშაობა გავყოთ  $V_h$ -ზე. თუ აქვე გავიხსენებთ, რომ  $\frac{V_e}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1}$ , მაშინ ადვილად მივიღებთ შერეული ციკლის თეორიული დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელ ფორმულას.

$$p_i' = \frac{p_e}{\epsilon - 1} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda p_e}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\epsilon}{\rho \delta^n}\right) - \frac{1}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right) \right]. \quad (114)$$

მიღებული ფორმულა შეიძლება განვიხილოთ როგორც დაუმრგვალებელი დიაგრამის საშუალო ინდიკატორული წნევის საერთო გამოსახულება, რადგანაც სწრაფი წვის და ღიზელის ციკლები წარმოდგენენ შერეული ციკლის კერძო შემთხვევებს.

სწრაფი წვის ციკლისათვის, როცა  $\rho = 1$  და  $\delta = \epsilon$ , გვექნება:

$$p_i = \frac{p_e}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_b - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right) - \frac{1}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right) \right]. \quad (115)$$

ღიზელის ციკლისათვის  $\lambda = 1$  და გვექნება:

$$p_i = \frac{p_e}{\epsilon - 1} \left[ (\rho - 1) + \frac{p_e}{n_b - 1} \left(1 - \frac{\epsilon}{\rho \delta^n}\right) - \frac{1}{n_s - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^n}\right) \right]. \quad (116)$$

### ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა

საშუალო ინდიკატორული წნევა დამრგვალებული ინდიკატორული დიაგრამისათვის, ან სხვანაირად რომ ვთქვათ, ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა, გამოითვლება იმ მუშაობის დინამიკის გათვალისწინებით, რომელიც დიაგრამის დამრგვალებითაა გამოწვეული. ამ შემთხვევაში საშრალო ინდიკატორული წნევის გამოთვლის დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ შეწოვაზე და განდევნაზე დახარჯული მუშაობა (ტუმბოსებრი და ნაკარგები).

ამიტომ დამრგვალებული დიაგრამისათვის საშუალო ინდიკატორული წნევის გამოსათვლელად შეიძლება დავწეროთ ტოლობა:

$$p_i = p_i' \varphi - \Delta p_i, \quad (117)$$

სადაც:  $\varphi$  — დიაგრამის დამრგვალების კოეფიციენტი, რომელიც სხვადასხვა ძრავისათვის იცვლება საზღვრებში  $0,92 \div 0,97$ ;

$\Delta p = p_1 - p_2$  — ტუმბოსებრი დანაკარგები.

არსებული ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ  $p_1$ -ს შემდეგი მიახლოებითი მნიშვნელობები:

1. კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $p_1 = 7 \div 11$  კგ/სმ<sup>2</sup>;

2. ოთხტაქტიანი დიზელებისათვის  $p_1 = 6 \div 10$  კგ/სმ<sup>2</sup>;

3. აირგენერატორიანი ძრავებისათვის  $p_1 = 5 \div 6,5$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

მოყვანილი მონაცემები შეესაბამება ძრავის მუშაობას მთლიანი დატვირთვით.

აღსანიშნავია, რომ კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით, დიზელის ძრავების საშუალო ინდიკატორული წნევა ნაკლებია. ეს იმით აიხსნება, რომ დიზელის ძრავი მუშაობს ჰაერის დიდი სიჭარბით, რაც იწვევს ცილინდრის მოცულობის არასრულ გამოყენებას და სითბოს დამატებით ხარჯს ჰარბი ჰაერის გაცხელებაზე.

საშუალო ინდიკატორული წნევის დაბალი მნიშვნელობა აირგენერატორულ ძრავებში, გამოწვეულია ცილინდრში მოხვედრილი საწვავი ნარევის მცირე თბოუნარიანობით.

## § 10. საშუალო ეფექტური წნევა

საშუალო ინდიკატორული წნევა განსაზღვრავს იმ სიმძლავრეს, რომელსაც აირები განავითარებენ ცილინდრში. ვინაიდან ძრავის მოძრავ ნაწილებში შექმნილი ხახუნისა და ძრავის დამხმარე მექანიზმების აძერისათვის 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 პირობით, სინამდვილეში არარსებულ წნევას და განსაზღვრავს ძრავის ეფექტურ სიმძლავრეს. ცხადია, რომ საშუალო ეფექტური წნევა მუდამ ნაკლები იქნება საშუალო ინდიკატორულ წნევაზე და მისი სიდიდე შეიძლება წარმოვიდგინოთ ტოლობით:

$$p_e = p_i - p_b, \quad (118)$$

სადაც:  $p_b$  — პირობითი წნევა, რომელიც შეესაბამება ძრავის მექანიკურ დანაკარგებს.

$p_b$  -ს ხშირად ხახუნის წნევას უწოდებენ; მისი სიდიდე დამოკიდებულია ძრავის ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვის ზრდით ხახუნის წნევა მატულობს, რაც მოძრავ ნაწილების ინერციის ძალების ზრდით და, მათსადავ, მოხახუნე ზედაპირებზე დაწოლის გადიდებით აიხსნება.

ხახუნის წნევის გამოსათვლელად შეიძლება განვიყენოთ შემდეგი ემპირიული ტოლობები:

კარბურატორიანი ძრავებისათვის:

$$p_b = 0,3 + 0,1 \epsilon \text{ კგ/სმ}^2,$$

ან

$$p_b = 0,35 + 0,0005 \eta \text{ კგ/სმ}^2.$$

დიზელის ძრავებისათვის:

$$p_b = 0,9 + 0,15 \epsilon \text{ კგ/სმ}^2,$$

ან

$$p_b = 0,4 + 0,0013 \eta \text{ კგ/სმ}^2.$$

მოყვანილ ფორმულებში  $\epsilon = \frac{S\eta}{30}$  დგუშის საშუალო სიჩქარეა მ/წამ-ში, ხოლო  $\eta$  — ძრავის ბრუნთა რიცხვი წუთში.

ეფექტური წნევის მაქსიმალური სიდიდე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეადგენს  $6 \div 10$  კგ/სმ<sup>2</sup>, დიზელებისათვის კი  $5 \div 8$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

### § 11. ძრავის სიმძლავრე

ძრავების თეორიაში არჩევენ ინდიკატორულ, ეფექტურ, ლიტრულ და სხვ. სიმძლავრეებს. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

#### ინდიკატორული სიმძლავრე

აირების მიერ ცილინდრში განეითარებულ სიმძლავრეს ინდიკატორული სიმძლავრე ეწოდება. ის გაინგარიშება საშუალო ინდიკატორული წნევის მიხედვით.

საშუალო ინდიკატორული წნევის განმარტების საფუძველზე, აირების მიერ შესრულებული მუშაობა ერთ ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში იქნება:

$$P_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S.$$

ციკლების რაოდენობა ერთ წამში ოთხტაქტიანი ძრავისათვის შეადგენს  $\frac{n}{2 \cdot 60}$ , ორტაქტიანი ძრავისათვის კი  $\frac{n}{60}$ , ან ზოგადად:

$$\frac{2n}{60 \cdot K} = \frac{n}{30 \cdot K},$$

სადაც:  $K$  — ტაქტიანობის კოეფიციენტი. ოთხტაქტიანი ძრავისათვის  $K=4$ , ორტაქტიანი ძრავისათვის კი —  $K=2$ .

აირების მიერ ერთ ცილინდრში შესრულებული მუშაობა ერთი წამის განმავლობაში გამოისახება სიდიდით:

$$P_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \frac{n}{30 \cdot K},$$

ამიტომ ერთი ცილინდრის ინდიკატორული სიმძლავრის გამოსათვლელად შეიძლება დავწეროთ ტოლობა:

$$N_i' = \frac{p_i \cdot \frac{\pi D^3}{4} S}{75 \cdot \frac{n}{30 \cdot K}} = \frac{p_i \cdot \frac{\pi D^3}{4} S n}{2250 K}$$

ამ ფორმულით სიმძლავრე რომ ცხენის ძალებში მივიღოთ, საჭირო იქნება მუშაობა კგ-ში გამოვსახოთ; ამ მიზნით  $D$  უნდა ავიღოთ სმ-ში, ხოლო  $S$  — მეტრებში. უფრო მოხერხებული იქნება თუ  $D$  და  $S$  სიდიდეებს ავიღებთ დეციმეტრებში და ნამრავლს  $\frac{\pi D^3}{4} S = V_h$  ლიტრებში გამოვსახავთ.

მაშინ მივიღებთ:

$$N_i' = \frac{p_i V_h n}{225 K} \text{ ცხ. ძ.} \quad (119)$$

(119) ტოლობით შეიძლება გამოვთვალოთ ერთა ცილინდრის ინდიკატორული სიმძლავრე. ძრავის მთლიანი სიმძლავრის მისაღებად საჭიროა  $N_i'$  გავამრავლოთ ცილინდრების რაოდენობაზე.

ამრიგად, ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის გამოსათვლელად გვექნება:

$$N_i = \frac{p_i V_h \cdot n \cdot i}{225 K} \text{ ცხ. ძ.} \quad (120)$$

ოთხტაქტიანი ძრავებისათვის:

$$N_i = \frac{p_i V_h' n}{900} \text{ ცხ. ძ.} \quad (121)$$

ორტაქტიანი ძრავებისათვის

$$N_i = \frac{p_i V_h' \cdot n}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (122)$$

ამ ტოლობებში  $V_h' = V_h \cdot i$  — ძრავის ლიტრაჟია,  $p_i$  — გამოსახულია კგ/სმ<sup>2</sup>-ში, ხოლო  $n$  მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვია წუთში.

მიღებული ტოლობებიდან ჩანს, რომ ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრე  $p_i V_h'$  და  $n$  სიდიდეების პირდაპირ პროპორციულია და ტაქტიანობის კოეფიციენტის უკუპროპორციული.

### ეფექტური სიმძლავრე

ძრავის მუშაობის დროს, პრაქტიკულად შესაძლებელია გამოვიყენოთ მისი ეფექტური სიმძლავრე, რომელიც მუხლა ლილვზე განვითარებულ სიმძლავრეს წარმოადგენს.

დასაპროექტებელი ძრავის ეფექტური სიმძლავრე იანგარიშება საშუალო ეფექტური წნევის მიხედვით. თუ დავიცავთ იგივე თანმიმდევრობას,

რომელიც გამოყენებული იყო ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის გამო-  
სათვლელად, მივიღებთ ეფექტური სიმძლავრის გამომსახველ ფორმულას:

$$N_r = \frac{p_c \cdot V_h \cdot n \cdot i}{225 \cdot K} \text{ ცხ. ძ,} \quad (123)$$

ოთხტაქტიანი ძრავისათვის:

$$N_r = \frac{p_c \cdot V_h' \cdot n}{900} \text{ ცხ. ძ;} \quad (124)$$

ორტაქტიანი ძრავისათვის:

$$N_r = \frac{p_c \cdot V_h' \cdot n}{450} \text{ ცხ. ძ.} \quad (125)$$

მომუშავე ძრავისათვის ეფექტურ სიმძლავრეს არკვევენ მისი სამუხრუ-  
ჟე გამოცდით. ასეთ შემთხვევაში საკირო ხდება, პირიქით, ეფექტური სიმ-  
ძლავრის მიხედვით საშუალო ეფექტური წნევის გამოთვლა. ამ მიზნისათვის  
გაითიხელება ფორმულა:

$$p_e = \frac{N_e \cdot 225 \cdot K}{V_h \cdot n \cdot i} \text{ კგ/სმ}^2. \quad (126)$$

ვინაიდან ეფექტური სიმძლავრე მუდამ ნაკლებია ინდიკატორულ სიმ-  
ძლავრეზე (სიმძლავრის ნაწილი იხარჯება ძრავის მექანიკურ წინაღობათა დაძ-  
ლევაზე), ამიტომ შეიძლება დაეწეროს:

$$N_e = N_i - N_b. \quad (127)$$

ამ ტოლობაში სიდიდე  $N_b$  წარმოადგენს ძრავის მექანიკურ წინაღობა-  
თა დაძლევისათვის საკირო სიმძლავრეს; მას ხშირად ხახუნის სიმძლავრეს  
უწოდებენ.

ძრავის მექანიკურ დანაკარგებს იწვევს მოძრავ ნაწილებში არსებული  
ხახუნი და დამხმარე მექანიზმები, რომელთა აძვრაზე სიმძლავრის ნაწილი  
იხარჯება.

ზოგჯერ თი ავტორი ტუმბოსებრ დანაკარგებს (შეწოვა, განდენა)  
იხილავს მექანიკურ დანაკარგებთან ერთად. ასეთ შემთხვევაში საშუალო ინ-  
დიკატორული წნევა იანგარიშება ამ დანაკარგების გარეშე.

დასაპროექტებელი ძრავისათვის საკიროა ხახუნის სიმძლავრე იანგარიშებ  
ხახუნის წნევის მიხედვით, რისთვისაც შეიძლება გამოვიყენოთ ტოლობა:

$$N_b = \frac{p_b \cdot V_h \cdot n \cdot i}{225 \cdot K} \text{ ცხ. ძ.} \quad (128)$$

მომუშავე ძრავისათვის ხახუნის სიმძლავრეს არკვევენ ექსპერიმენტუ-  
ლად. ასეთ შემთხვევაში საკირო ხდება, პირიქით, ხახუნის სიმძლავრის მი-  
ხედვით ხახუნის წნევის გამოთვლა. ამ მიზნისათვის გამოვიყენება ფორმულა:

$$p_b = \frac{N_b \cdot 225 \cdot K}{V_h \cdot n \cdot i} \text{ კგ/სმ}^2. \quad (129)$$

ძრავის ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს ინერციის ძალებისა და, მაშასადამე, მოხაზუნე ზედაპირებზე დაწოლის ზრდას, რაც ხაზუნის წნევას აღიღებს. ამ მიზეზის გამო, ბრუნთა რიცხვსა და ხაზუნის სიმძლავრეს შორის ირღვევა პირდაპირ პროპორციული დამოკიდებულება, რომელსაც ადგილი ექნებოდა იმ შემთხვევაში, თუ ხაზუნის წნევა ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობის დროს დარჩებოდა მუდმივი.

ექსპერიმენტებით დადგენილია, რომ დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა რიცხვსა და ხაზუნის სიმძლავრეს შორის შეიძლება გამოისახოს ტოლობით:

$$N_s = A \cdot n^m, \quad (130)$$

სადაც:  $A$  — პროპორციულობის კოეფიციენტი და დამოკიდებულია ძრავის კონსტრუქციაზე;

$n$  — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი.

ტოლობაში შემავალი ხარისხის მაჩვენებელი ცვალებადობს ზღვრებში  $m=1,5-2,2$  და ერთი და იგივე ძრავისათვის შეიძლება შეიცვალოს მისი ტექნიკური მდგომარეობის, დატვირთვისა და ზეთის სიბლანტიისაგან დამოკიდებულებით.

### ლიტრული სიმძლავრე

მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის ფარდობას ძრავის ლიტრაჟთან — ლიტრული სიმძლავრე ეწოდება. ეს პარამეტრი გამოსახავს ცილინდრების სამუშაო მოცულობის გამოყენების ხარისხს.

ამ განმარტების საფუძველზე გვექნება:

$$N_L = \frac{N_e}{V_h \cdot i}. \quad (131)$$

თუ ამ გამოსახულებაში შევიტანთ  $N_e$ -ს სიდიდეს (123) ტოლობის მიხედვით, მივიღებთ:

$$N_L = \frac{r \cdot n}{225 \cdot K}. \quad (132)$$

### საგადასახადო სიმძლავრე

აეტომობილისათვის სატრანსპორტო გადასახადის დასაწესებლად, ჩვეულებრივ, ანგარიშობენ ძრავის ეგრეთ წოდებულ საგადასახადო სიმძლავრეს.

ეს სიმძლავრე პირობითია და უფრო მეტად გამოსახავს ძრავის ზომას, ვიდრე მის ნაშენად სიმძლავრეს. საბჭოთა კავშირში საგადასახადო სიმძლავრის საანგარიშოდ მიღებულია ფორმულა:

$$N = 0,3 iSD^3, \quad (133)$$

სადაც:  $D$  — აჩის ცილინდრის დიამეტრი სმ-ში;

$S$  — დგუშის სელა მეტრებში;

$i$  — ცილინდრების რაოდენობა.



## § 12. ძაბვის მარგი ძმედების კოეფიციენტები

### საერთო განმარტება

თუ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც გარდაიქმნა ეფექტურ მუშაობად, შეეფუარდებთ დახარჯულ სითბოს, მივიღებთ ეგრეთ წოდებულ ეფექტურ მარგი ქმედების კოეფიციენტს ( $\eta_e$ ). ეს კოეფიციენტი აღრიცხავს როგორც სითბურ, ისე მექანიკურ დანაკარგებს.

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტით სარგებლობა მეტად ხელსაყრელია საბოლოო შედეგის შეფასებისათვის, მაგრამ არაა საკმარისი მაშინ, როდესაც ჩვენ გვჭირდება დანაკარგთა ცალკეული სახეების განსაზღვრა და ანალიზი.

ამიტომ დანაკარგებს ანაწილებენ ცალცალკე ჯგუფებად და ანგარიშობენ ამ ჯგუფების შესაბამის მარგი ქმედების კოეფიციენტებს.

შავაწვის ძრავების თეორიაში, გარდა ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტისა, გვხვდება თერმული, თარღობითი, ინდიკატორული და მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტები.

ქვემოთ ისინი განხილულია ცალ-ცალკე.

### თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

იდეალური ციკლის განხილვის დროს ნაჩვენები იყო, რომ მის ერთადერთ დანაკარგს წარმოადგენს სითბოს გადაცემა მაცივარში.

რეალურ ძრავში სითბოს ასეთი მოცილება, ძირითადად, ცხელი ნამუშევარი აიზის გამოდენის სახით წარმოებს.

ეს დანაკარგი თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგს წარმოადგენს, ურომლისოდ არ შეიძლება ციკლის განხორციელება.

თერმოდინამიკურად აუცილებელ დანაკარგებს აღზიებავს თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ( $\eta_t$ ), რომელიც წარმოადგენს ციკლის დროს სასარგებლოდ გამოყენებული სითბოს შეფარდებას მიწოდებულ სითბოსთან.

$\eta_t$ -ს საანგარიშოდ თერმოდინამიკის კურსში მოცემულია შემდეგი ფორმულები:

ციკლისათვის, სადაც სითბოს მიწოდება მუდმივი მოცულობის დროს წარმოებს

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^k - 1}; \quad (134)$$

ღიზელის ციკლისათვის

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^k - 1} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (135)$$

შერეული ციკლისათვის

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^k - 1} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (136)$$

### ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი გვიჩვენებს თუ რა ნაწილს შეადგენს ძრავის ცილინდრში აირების მიერ ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა იმ თეორიულად შესაძლებელი მუშაობისას, რომელიც შეიძლება მიგველო იდეალურ ძრავში.

ამრიგად, ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტი

$$\eta_h = \frac{L_1}{L_0}, \quad (137)$$

სადაც:  $L_1$  — ცილინდრში ნამდვილად შესრულებული ინდიკატორული მუშაობა;

$L_0$  — ციკლის თეორიულად შესაძლებელი მუშაობა.

განმარტება გვიჩვენებს, რომ  $\eta_h$  აღრიცხავს დამატებით დანაკარგებს თეორიული ციკლიდან ნამდვილ ციკლაზე და, მაშასადამე, აღარ ითვალისწინებს თერმოდინამიკურად აუცილებელ და მექანიკურ დანაკარგებს.

ნამდვილ ძრავში დამატებით დანაკარგებს იწვევს სითბოს გადაცემა აირიდან ცილინდრისა და სხვა ნაწილების კედლებზე და არასრულყოფილი წევა. დამატებით დანაკარგებს ჰქმნის, აგრეთვე გამომშვები სარკველის ნაადრევად გაღება და აირის გაპარვა (ქარვვა) ცილინდრსა და ღუშს შორის.

ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტის სიდიდენზე გავლენას ახდენს ძრავის კონსტრუქცია, კუმშვის ხარისხის სიდიდე, საწვავი ნარევის მოშაადების ხარისხი და შედგენილობა, ნარევის აალების მომენტი, სარკველების გაღებისა და დახურვის მომენტები და მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი.

### ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი ( $\eta_i$ ) გამოსახავს ინდიკატორულ მუშაობად გარდაქმნილი სითბოს რაოდენობის შეფარდებას მთლიანად დახარჯულ სითბოსთან.

განმარტებიდან ჩანს, რომ ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი აერთიანებს ყველა იმ დანაკარგს, რომლებიც აღრიცხული იყო თერმული და ფარდობითი მარგი ქმედების კოეფიციენტებით (თერმოდინამიკურად აუცილებელი და დამატებითი დანაკარგები), რის გამო შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_i = \eta_1 \cdot \eta_h. \quad (138)$$

მომუშავე ძრავის ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვარკვიოთ ძრავის გამოცდით, რისთვისაც საჭიროა გავიგოთ ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრე და გავზომოთ საწვავის საათური ხარჯი ( $G_h$ ). ასეთ შემთხვევაში, ერთი საათის განმავლობაში ინდიკატორულ მუშაობად გარდაქმნილი მუშაობის ეკვივალენტური სითბო იქნება  $\frac{Ni \cdot 75 \cdot 3600}{427}$ , დასარჯული სითბო კი შეადგენს  $G_h \cdot H_u$ , რის გამო მივიღებთ:

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot G_s H_u} = \frac{N_i 632}{G_s \cdot N_u} \quad (139)$$

სადაც:  $G_s$  — საწვავის საათური ხარჯია;

$H_u$  — ამ საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობა.

ხელსაყრელია, რომ გაანგარიშებებში შევიტანოთ საწვავის კუთრი ხარჯი ( $q_i$ ), რომელიც წარმოადგენს საწვავის ხარჯს ერთ ცხენის ძალაზე ერთი საათის განმავლობაში და გამოითვლება ტოლობით:

$$q_i = \frac{G_s \cdot 100}{N_i} \text{ გრ/ცხძს.} \quad (140)$$

თუ ერთმანეთს დავუკავშირებთ (139) და (140) გამოსახულებებს გვექნება:

$$\eta_i = \frac{632 \cdot 1000}{g_i H_u}. \quad (141)$$

ცხადია, რომ რიცხვი 632 წარმოადგენს ერთი საათის განმავლობაში ერთი ცხ. ძალის სითბურ ეკვივალენტს.

თუ ცნობილია  $\eta_i$ , მაშინ შეიძლება გამოეთვალათ საწვავის ინდიკატორული კუთრი ხარჯი ფორმულით:

$$g_i = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_i H_u}. \quad (142)$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება აგრეთვე ვიანგარიშოთ ტოლობით:

$$\eta_i = \frac{A_i}{427 \cdot H_u}. \quad (143)$$

სადაც:  $A_i$  — წარმოადგენს ერთი კილოგრამი საწვავის დაწვის დროს მიღებულ ნამდვილ ინდიკატორულ მუშაობას.

$A_i$  გამოითვლება ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით, რადგანაც ნამდვილი ინდიკატორული დიაგრამის ფართი მოცემულ მასშტაბში გამოსახავს ინდიკატორულ მუშაობას.

$A_i$ -ს გამოთვლა შემდეგნაირადაც შეიძლება: თუ ერთმანეთს შევადარებთ (113 a) და (114) ტოლობებს დაერწმუნდებით, რომ დიდ ფრჩხილებში მოთავსებული სიდიდეები ერთმანეთის ტოლია, რაც უფლებას გვაძლევს დავწეროთ:

$$\frac{A}{p_c V_c} = \frac{p_i' (\varepsilon - 1)}{p_c},$$

საიდანაც:

$$A = \frac{p_c V_c p_i' (\varepsilon - 1)}{p_c}.$$

მიღებული გამოსახვა იძლევა თეორიული ინდიკატორული დიაგრამის შესაბამის მუშაობას, რადგანაც მასში შედის სიდიდე  $p_i'$ ; თუ  $p_i'$ -ს შევცვლით

ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევით  $p_i$ , მივიღებთ ნამდვილი ინდიკატორული მუშაობის გამოსახულებას

$$A_i = p_i \frac{p_c V_c (\varepsilon - 1)}{p_c} = p_i \frac{848 M_c T_c (\varepsilon - 1)}{p_c} \quad (144)$$

(143) ტოლობაში  $A_i$ -ს ამ მნიშვნელობის შეტანით მივიღებთ:

$$\eta_i = \frac{848 M_c T_c (\varepsilon - 1)}{427 H_u p_c} p_i$$

ან საბოლოოდ:

$$\eta_i = \frac{1,985 M_c T_c (\varepsilon - 1)}{H_u p_c} p_i \quad (145)$$

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი იცვლება ზღვრებში: კარბურატორიანი ძრავებისათვის  $\eta_i = 0,22 \div 0,30$ , ღიზელის ძრავებისათვის  $\eta_i = 0,40 \div 0,45$ .

### მექანიკური მარგი ქმედებას კოეფიციენტი

ძრავის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ითვალისწინებს ყველა მექანიკურ დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტური და ინდიკატორული სიმძლავრეების ფარდობას

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (146)$$

ვინაიდან  $N_e = N_i - N_b$ , ამიტომ, შეიძლება აგრეთვე დაწეროთ:

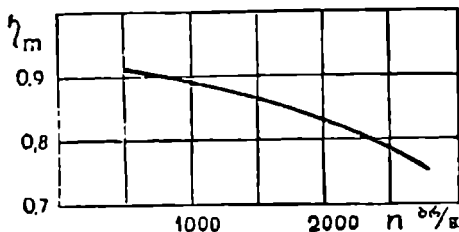
$$\eta_m = 1 - \frac{N_b}{N_i}$$

ძრავის დატვირთვის შემცირებისას (მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს)  $N_i$  მცირდება,  $N_b$  კი — თითქმის უცვლელი რჩება. ეს ადასტურებს, რომ დატვირთვის შემცირებით მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი მკვეთრად ეცემა.

მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი ნაწილობრივ მცირდება აგრეთვე მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს, რაც ინერციის ძალების ზრდით აიხსნება.

59-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სანი-მუშო მრუდი, რომელიც გამო-სახავს  $\eta_m$ -ის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვისაგან.

იმის გამო, რომ ეფექტური სიმძლავრე და ინდიკატორული სიმძლავრე შესაბამისად საშუალო ეფექტური, წნევისა და საშუალო ინდიკატორული



ნახ. 59.  $\eta_m$ -ის დამოკიდებულება ძრავის ბრუნთა რიცხვისაგან.

წნევის პროპორციულია, ამიტომ მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვსახოთ აგრეთვე, როგორც საშუალო ეფექტური და საშუალო ინდიკატორული წნევების ფარდობა

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_b}{p_i} \quad (147)$$

სრული დატვირთვით მომუშავე საავტოტრაქტორო ძრავისათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ  $\eta_m = 0,7 \div 0,85$ .

ღიზელის ძრავისათვის  $\eta_m$  რამდენიმედ ნაკლებია კარბურატორიან ძრავთან შედარებით (თუ ისინი ერთნაირი ბრუნთა რიცხვით მუშაობენ), რაც ღიზელის ძრავებში უფრო მაღალი წნევებით აიხსნება.

### ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი

ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ძრავში არსებულ ყველა დანაკარგს და წარმოადგენს ეფექტურ მუშაობად გარდაქმნილ სითბოს შეფარდებას დახარჯულ სითბოსთან.

ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ანალოგიურად, აქაც შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot G_b \cdot H_u} = \frac{632 N_e}{G_b \cdot H_u} \quad (148)$$

თუ საწვავის კუთრ ხარჯს, რომელიც მოდის ერთ ეფექტურ ძალაზე აღვნიშნავთ ასოთი  $g_e$ , გვექნება:

$$g_e = \frac{G_b \cdot 1000}{N_e} \text{ გრ/ცხძს,}$$

რაც მოგვცემს:

$$\eta_e = \frac{632 \cdot 1000}{g_e \cdot H_u} \quad (149)$$

ან

$$g_e = \frac{632 \cdot 1000}{\eta_e \cdot H_u} \text{ გრ/ცხძს.} \quad (150)$$

ვინაიდან ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი აღრიცხავს ყველა დანაკარგს (თერმოდინამიკურად აუცილებელი, დამატებითი და მექანიკური დანაკარგები), ამიტომ შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \eta_i \eta_m \quad (151)$$

საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ  $\eta_e$ -ს და  $g_e$ -ს შემდეგი სიდიდეები:

ძრავის დასახელება	$\eta_e$	$g_e$ გრ/ცხძს
ბენზინზე მომუშავე კარბურატორიანი ძრავისათვის	0,22 ÷ 0,26	240 ÷ 250
ნავთზე მომუშავე კარბურატორიანი ძრავისათვის	0,18 ÷ 0,23	270 ÷ 350
ღიზელის ძრავისათვის	0,26 ÷ 0,37	150 ÷ 230

### § 13. ძრავის სითბური ბალანსი

სასარგებლო მუშაობის შესასრულებლად ძრავის ცილინდრებში შეტანილი სითბოს მხოლოდ ნაწილი გამოიყენება. სითბური ბალანსი გვიჩვენებს ცილინდრში შეტანილი სითბოს განაწილებას და, მისი შედგენა ძრავის ლაბორატორიული გამოცდის საფუძველზე ხდება, თუმცა მისი შემადგენელი ნაწილების მიხედვით გამოთვლა თეორიულადაც შეიძლება.

სითბური ბალანსის ზოგადი გამოსახულება შემდეგი სახისაა:

$$Q_0 = Q_e + Q_{გაგ} + Q_{აირ} + Q', \quad (152)$$

სადაც:  $Q_0$  არის ცილინდრებში მიწოდებული სითბო და უდრის დახარჯული საწვავის სითბოს;

$Q_e$  — ძრავის ეფექტური მუშაობის ეკვივალენტური სითბო;

$Q_{გაგ}$  — გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო;

$Q_{აირ}$  — ნამუშევარი აირების მიერ წაღებული სითბო;

$Q'$  — სითბო, რომელიც ეთანადება ყველა სხვა დანაკარგებს 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, დარჩენილი კი — შევა ბალანსის უკანასკნელ წევრში.

თუ სითბურ ბალანსს პროცენტობით გამოვსახავთ, გვექნება:

$$100 = q_e + q_{გაგ} + q_{აირ} + q', \quad (153)$$

სადაც

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} \cdot 100; \quad q_{გაგ} = \frac{Q_{გაგ}}{Q_0} \cdot 100; \quad q_{აირ} = \frac{Q_{აირ}}{Q_0} \cdot 100; \quad q' = \frac{Q'}{Q_0} \cdot 100.$$

ცილინდრებში შეტანილი სითბო გამოითვლება საწვავის საათური ხარჯის მიხედვით

$$Q_0 = G_n \cdot H_n \text{ კალ/ს.} \quad (154)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ძრავი მუშაობს ეანგზადის დანაკლისით ( $\alpha < 1$ ) საწვავი ხდება  $Q_0$ -ის მაგიერ ავიღოთ

$$Q_0' = G_n (H_n - \Delta H_n), \quad (155)$$

სადაც  $\Delta H_n$  წარმოადგენს თბოუნარიანობის დანაკლისის ეანგზადის დანაკლისის გამო.

იმის გამო, რომ ერთი საათის განმავლობაში ერთი ცხენის ძალის სითბური ეკვივალენტია 632, ამიტომ გვექნება:

$$Q_0 = 632 N_e \text{ კალ/ს.} \quad (156)$$

ძრავის გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბო, ექსპერიმენტულად გამოითვლება. წყლით გაგრილების შემთხვევაში მივიღებთ

$$Q_{გაგ} = G_g (t'g - t'g'), \quad (157)$$

სიდაც:  $G_{\Psi}$  — ერთი საათის განმავლობაში მიღებულ წყლის რაოდენობაა გამოსახული კგ-ში;

$\rho''_{\Psi}$  — წყლის ტემპერატურა ძრავის პერანგიდან გამოსვლის მომენტში;

$\rho'_{\Psi}$  — წყლის ტემპერატურა ძრავის პერანგში შესვლის დროს.

ნამუშევარი აირის მიერ წაღებული სითბო განითვლება ფორმულით:

$$Q_{აირ} = M_{აირ} \cdot G_{\Psi} \cdot mc_{\rho}'' T_{r}' - M_{\theta} G_{\Psi} \cdot mc_{\rho}' T_{\theta}' \quad (158)$$

სიდაც:  $M_{აირ}$  — 1 კგ საწვავის წვის შედეგად მიღებული პროდუქტების რაოდენობა,

$M_{\theta}$  — 1 კგ საწვავის შესაბამისი ახალი მუხტის რაოდენობა;

$mc_{\rho}''$  — წვის პროდუქტების მოლექულური სითბოტევადობა;

$mc_{\rho}'$  — ახალი მუხტის მოლექულური სითბოტევადობა;

$T_{r}'$  — ნამუშევარი აირის ტემპერატურა გამომშვები მილის ბოლოში;

$T_{\theta}'$  — ცილინდრში შემავალი მუხტის ტემპერატურა.

ბალანსის დარღვენილი წვერი  $Q'$  ითვალისწინებს გამოსხივებით დაკარგულ სითბოს, დაზნხარე მექანიზმების ძეგრზე დახარჯულ სითბოს და სითბოს დანაკარგს არასრული წვის გამო. მისი სიდიდე შეიძლება გამოვთვალოთ სითბოს ბალანსიდან

$$Q' = Q_{\theta} - (Q_{\theta} + Q_{აზ} + Q_{აირ}) \quad (159)$$

აღსანიშნავია, რომ სითბოს განაწილება დიდადაა დამოკიდებული ძრავის ნუშაობის რეჟიმისაგან. ამის მიხედვით საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის, დაბლოებით, გვაქვს:

$$q_{\theta} = 20 \div 35\%; \quad q_{აზ} = 15 \div 25\%; \quad q_{აირ} = 20 \div 30\%; \quad q' = 10 \div 25\%.$$

#### § 14. ძრავის ძირითადი ზომები

ძრავის ძირითად ზომებად ითვლება მისი ცილინდრის დიამეტრი ( $D$ ) და დგუშის სვლა ( $S$ ).

ვინაიდან ცილინდრის სამუშაო მოცულობა

$$V_{\lambda} = \frac{\pi D^3}{4} \cdot S, \quad (160)$$

ამიტომ ძრავის ძირითადი ზომების საანგარიშოდ, უპირველეს ყოვლისა, უნდა განისაზღვროს  $V_{\lambda}$ -ის სიდიდე.

ძრავის მოცემული სიმძლავრისათვის ცილინდრის სამუშაო მოცულობა შეიძლება ვიანგარიშოთ (123) ტოლობის მიხედვით, რაც მოგვცემს:

$$V_{\lambda} = \frac{N_e \cdot 225 \cdot k}{\rho_e \cdot n \cdot i}. \quad (161)$$

დასაპროექტებელი ძრავისათვის  $N_e$ ,  $n$ ,  $i$  და  $k$  წინასწარ განსაზღვრულია მოცემულობის მიხედვით, ხოლო  $\rho_e$  მიიღება სითბური გაანგარიშების საფუძველზე.

ნაგრამ ცილინდრის სამუშაო მოცულობის გაანგარიშება არაა საკმარისი ცილინდრის ძირითადი ზომების განსაზღვრისათვის, რადგანაც  $V_h$ -ის ერთი და იგივე მნიშვნელობა მიიღება  $D$  და  $S$ -ის სხვადასხვა თანაფარდობის დროს. ამ მიზეზის გამო, აუცილებელია წინასწარ შეფარდებით შეფარდება  $\frac{S}{D}$ .

არსებული საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის ეს შეფარდება ცვალებადობს ზღვრებში  $\frac{S}{D}=1,1 \div 1,4$ .

აღსანიშნავია, რომ ერთი და იგივე ბრუნთა რიცხვისათვის  $\frac{S}{D}$  შეფარდების ზრდა იწვევს დგუშის სიჩქარის გადიდებას, რასაც თან სდევს მოძრავი ნაწილების აჩქარების ზრდა, შეესების კოეფიციენტის შემცირება და ნაწილების გაძლიერებული ცვეთა.

საავტოტრაქტორო ძრავებისათვის დგუშის საშუალო სიჩქარე ცვალებადობს შემდეგ ზღვრებში:

მსუბუქი ავტომობილის ძრავისათვის 8—17 მ/წამ;

სატვირთო ავტომობილის ძრავისათვის 7,5—13 მ/წამ;

სატრაქტორო ძრავისათვის 5—7,5 მ/წამ.

მის შემდეგ, როდესაც შერჩეულია  $\frac{S}{D}$  შეფარდება, ცილინდრის ძირითადი ზომები იანგარიშება (160) ტოლობიდან. თუ ამ ტოლობის მარჯვენა ნაწილს გაემარაველებთ და გაუყოფთ ცილინდრის დიამეტრზე, გექქება:

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

საიდანაც

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \frac{S}{D}}} \quad (162)$$

ცილინდრის დიამეტრის გამოთვლის შემდეგ, მიღებული  $\frac{S}{D}$  შეფარდების საფუძველზე, ადვილად განისაზღვრება დგუშის სელა.

თ ა ვ ი IV

### საავტოტრაქტორო ძრავის მახასიათებლები

ძრავის სხვადასხვა პარამეტრს შორის დამოკიდებულების გამომსახველ მრუდს ძრავის მახასიათებელი ეწოდება. მახასიათებელზე ჩვეულებრივ მოყვანილია პარამეტრების ცვალებადობა ძრავის მუშაობის რეჟიმისაგან დამოკიდებულებით, რის გამოც ის შეიძლება გამოვიყენოთ ძრავის ეკონომიკური და დინამიკური თვისებების შეფასებისა და ანალიზისათვის. მახასიათებ-



ელი შეიძლება აგრეთვე გამოიყენოს მანქანის (ტრაქტორის ან ავტომობილის) საექსპლოატაციო გაანგარიშების დროს.

მახასიათებლები იგება ძრავის გამოცდის შედეგების მიხედვით და, მაშასადამე, გამოსახავს ძრავის რეალურ თვისებებს, რომლებსაც ის გამოამყვანებს მანქანის ექსპლოატაციის დროს.

საავტოტრაქტორო ძრავის ძირითად მახასიათებლებად ითვლება ეგრეთ წოდებული სიჩქარიანი და სადატვირთო მახასიათებლები; გარდა ამისა გვხვდება, აგრეთვე სარეგულაციო მახასიათებლები უქმი სვლის მახასიათებელი და სპეციალური მახასიათებლები.

სპეციალური მახასიათებლების აგება დაკავშირებულია კვლევით მუშაობასთან და ამიტომ მათ შეიძლება ჰქონდეთ სულ სხვადასხვა სახე.

ქვემოთ განხილულია საავტოტრაქტორო ძრავის მახასიათებლების უმთავრესი სახეები.

### § 1. სიჩქარიანი მახასიათებლები

სიჩქარიანი მახასიათებელი გვამცხვს ძრავის სიმძლავრის, მომენტისა და საწვავის ხარჯის ცვალებადობას მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან და მოკიდებულებით.

თუ სიჩქარიანი მახასიათებელი აღებულია დროსელის მთლიანი გაღებისათვის (კარბურატორიანი ძრავი) ან საწვავის სრული მოწოდებისათვის (დიზელის ძრავი), მას გარეგანი მახასიათებელს უწოდებენ.

კარბურატორიანი ძრავის სიჩქარიანი მახასიათებელი. კარბურატორიანი ძრავის სიჩქარიანი მახასიათებელი შეიძლება ავიღოთ დროსელის ნებისმიერი მდგომარეობისათვის, მაგრამ ყველაზე შეტი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს იმ მახასიათებელს, რომელიც შეესაბამება დროსელის მთლიან გაღებას (გარეგანი მახასიათებელი).

გარეგანი მახასიათებლის აღების დროს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა მიიღწევა ძრავის დატვირთვის ცვალებადობით; ამ დროს კარბურატორისა და ანთების წინსწრების რეგულება ოპტიმალური უნდა იყოს.

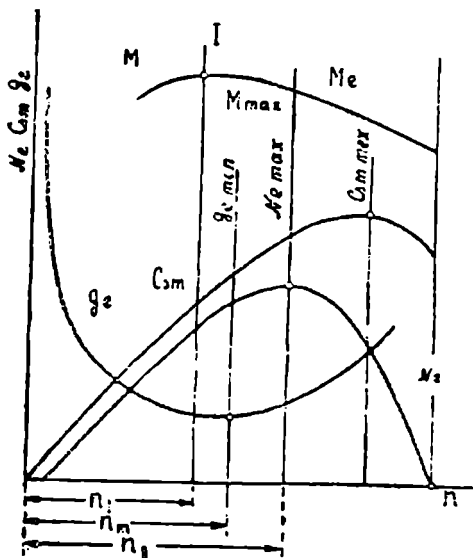
კარბურატორიანი ძრავის სანიმუშო გარეგანი მახასიათებელი ნაჩვენებია მე-60 ნახ-ზე; აქ აბსცისთა ღერძი გამოსახავს მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვს, ორდინატთა ღერძი კი ეფექტურ სიმძლავრეს ( $N_e$ ), საწვავის საათურ ხარჯს ( $G_m$ ) და საწვავის კუთრ ხარჯს ( $g_e$ ).

ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად, სიმძლავრე დასაწყისში იცვლება, დაახლოებით,  $n$ -ის პირდაპირ პროპორციულად (უბანი I—I-მდე); ბრუნთა რიცხვის შემდეგი ზრდის დროს სიმძლავრის მატება ნაკლებად ინტენსიური და მაშინ როცა ბრუნთა რიცხვი გახდება  $n_{II} - N_e$ , აღწევს მაქსიმუმს.  $n_{II}$ -ის შემდეგ ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს სიმძლავრის შემცირებას.

სიმძლავრის ცვალებადობის ასეთი სასიათის გასარკვევად განვიხილოთ 61-ე ნახ-ზე ნაჩვენები მარუდები. აქ ნაჩვენებია (ქვემოთ) საშუალო ინდიკატორული წნევის ( $p_i$ ), ხახუნის წნევისა ( $p_b$ ) და საშუალო ეფექტური წნევის

( $p_e = p_i - p_0$ ) ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით. აქვე (ზემოთ) ნაჩვენებია ამ წნევების შესაბამისი სიმძლავრეები ( $N_i$ ,  $N_0$  და  $N_e$ ).

თუ დავაკვირდებით წნევების ცვალებადობის მრუდებს დავრწმუნდებით, რომ რაღაცა  $n_2$  ბრუნთა რიცხვის დროს საშუალო ინდიკატორული წნევა აღწევს თავის მაქსიმუმს. ბრუნთა რიცხვის შემდგომი გადიდებით ცილინდრში შესრულებულ პროცესებზე მოსული დრო მცირდება; ამის გამო, მცირდება ძრავის შევსებისა და სითბოს გამყოფის კოეფიციენტები, რაც იწვევს საშუალო ინდიკატორული წნევის შემცირებას. საშუალო ინდიკატორული წნევა მაშინაც მოიკლებს, თუ ბრუნთა რიცხვი შემცირდება და გახდება  $n_2$ -ზე ნაკლები; ეს იმით აიხსნება, რომ ამ დროს, პროცესის გახანგრძლივების გამო, გაიზრდება



ნაი. აბ. კაბურჩატორიანი ძრავის გარეგანი მახასიათებელი.

სითბოს ვადაცემა გააზარდებულ სისტემაში; ამას ისიც დავმატებ, რომ შემცირებულ ბრუნთა რიცხვის დროს გაიზრდება აირის დანაკარგი ცუდად შეგჭიდრობებულ ადგილებში და დაირღვევა რაციონალური დამოკიდებულება აირის განაწილების ფაზებსა და მუხლა ლიღვის ბრუნთა რიცხვს შორის.

$n_2$  ბრუნთა რიცხვის სიდიდე დამოკიდებულია ძრავის კონსტრუქციაზე და მისი შექანანშემის რეგულაზე. ამიტომ სხვადასხვა ძრავისათვის  $n_2$  ბრუნთა რიცხვის სიდიდე სხვადასხვა იქნება.

ბრუნთა რიცხვის ზრდით ხახუნის წნევა ( $p_0$ ) იზრდება, რაც მოძრავი ნაწილების ინერციის ზრდითაა გამოწვეული. როდესაც ძრავის ბრუნთა რიცხვი მიაღწევს  $n_4$ -ს გვექნება  $p_0 = p_0$ ; და ამ დროს  $p_e = 0$ .

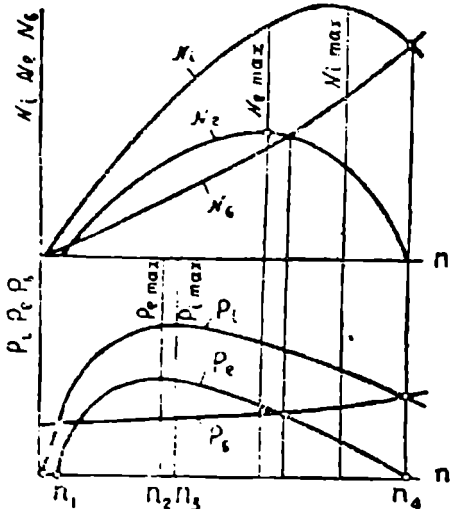
საშუალო ეფექტური წნევა ( $p_e$ ) წარმოადგენს საშუალო ინდიკატორული და ხევის წნევების სხვაობას, რის გამო  $p_e$ -სა და, მამასადამე,  $N_e$ -ს ცვალებადობა სავსებით დამოკიდებულია  $p_i$  და  $p_0$  წნევების ცვალებადობაზე.

მომენტის ცვალებადობის მრული აიგება დამოკიდებულებით:

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n}$$

ვინაიდან მომენტი საშუალო ეფექტური წნევის პირდაპირ პროპორციულია, ამიტომ მომენტის ცვალებადობის მრული, სხვა მასშტაბში გამოხატავს საშუალო ეფექტური წნევის ცვალებადობას.

მომენტის ცვალებადობის მრუდის ანალიზი (ნახ. 60) ვეჩვენებს, რომ ბრუნთარიცხვის შემცირება  $n_{II}$ -დან  $n_I$ -მდე იწვევს მომენტის ზრდას, რაც ახასიათებს შივადწვის ძრავის მეტად მნიშვნელოვან დინამიკურ თვისებას. ძრავის გადატვირთვის დროს. მის შემდეგ როცა მიღწეული იქნება მაქსიმალური



ნახ. 61. წნევა და სიმძლავრეების ცვალებადობის მრუდები.

მიღწეული იქნება მაქსიმალური სიმძლავრე, ბრუნთარიცხვი დაიწყებს შემცირებას და მიუხედავად იმისა, რომ ამით სიმძლავრეც კლებულობს, ძრავი არ ჩაქრება, რადგანაც ამ დროს მომენტი გაიზრდება, რაც ხელს შეუწყობს ძრავის მიერ წინალობის გადალახვას. ძრავი ჩაქრება მხოლოდ მაშინ, თუ წინალობა იმდენად გაიზრდება, რომ ბრუნთარიცხვი  $n_I$ -ზე ნაკლები გახდება. ცხადია, რომ რაც უფრო მკვეთრად იწვევს ზემოთ მომენტის მრუდი და რაც უფრო დიდი იქნება შუალედი  $n_I$  და  $n_{II}$  ბრუნთარიცხვებს შორის, მით უკეთესი იქნება ძრავის დინამიკური თვისებები. ამ თვისებების დახასიათებისათვის, ჩვეულებრივ, ანგარიშობენ ეგრეთ წოდებულ შეგუების კოეფიციენტს, რომელიც გამოითვლება ტოლობით:

$$\varphi = \frac{M_{max}}{M_e}, \quad (163)$$

სადაც:  $M_{max}$  — მომენტის მაქსიმალური სიდიდე;  
 $M_e$  — მომენტის სიდიდე, მაქსიმალური სიმძლავრის დროს.  
 თანამედროვე კარბურატორიანი ძრავებისათვის შეგუების კოეფიციენტი ცვალებადობს ზღვრებში  $\varphi = 1,1 \div 1,5$ .  
 ცხადია, რომ რაც უფრო დიდია  $\varphi$ , მით უკეთესი დინამიკური თვისებებით ხასიათდება ძრავი.

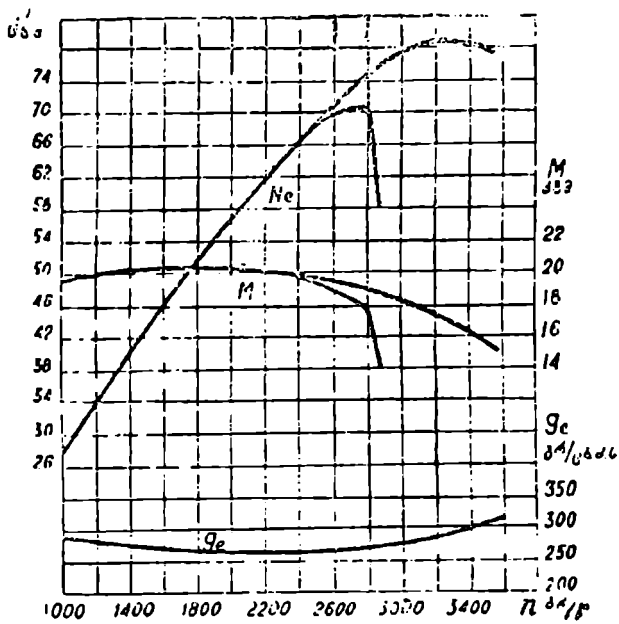
საწვავის საათური ხარჯი ( $G_m$ ), დროსელის მულმივი გაღებისათვის, დამოკიდებულია ბრუნთარიცხვისა და შევსების კოეფიციენტისაგან. ამიტომ ბრუნთარიცხვის ზრდასთან ერთად, საწვავის საათური ხარჯი ჯერ მინიმუმს შემდეგ კი შემცირდება.

საწვავის კუთრი ხარჯი ( $g_c$ ) განისაზღვრება საწვავის საათური ხარჯის გაყოფით ეფექტურ სიმძლავრეზე. ამიტომ იმ წერტილებში, სადაც  $N_e = 0$  — საწვავის კუთრი ხარჯი უსასრულოდ დიდია.

საწვავის მინიმალურ კუთრი ხარჯსა და, მაშასადამე, ძრავის ყველაზე უფრო ეკონომიურ მუშაობას მივიღებთ რომელიღაც  $n_m$  ბრუნთარიცხვის დროს.

$N_e$  და  $G_e$  მრუდების განვითარების გარკვეული ხასიათის გამო  $n_e$  ბრუნთა რიცხვი მუდამ ნაკლებია იმ ბრუნთა რიცხვზე, რომელიც შეესაბამება მაქსიმალურ ეფექტურ სიმძლავრეს.

62-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია სატვირთო ავტომობილის „ГАЗ—51“-ის ძრავის გარეგანი მახასიათებელი. მახასიათებელზე ნაჩვენებია სიმძლავრისა და მომენტის მრუდების განვითარება, რაც გამოწვეულია რეგულატორის მოქმედებით.



ნახ. 62. სატვირთო ავტომობილის „ГАЗ—51“-ის ძრავის გარეგანი მახასიათებელი.

არსებული ძრავისათვის გარეგანი მახასიათებლის აგება ხდება ზისი სამუხრუჭე გამოცდის შედეგების მიხედვით.

დასაპროექტებელი ძრავისათვის გარეგანი მახასიათებლის აგება შესაძლებელი იქნება თუ ჩავატარებთ სითბურ გაანგარიშებას რამდენიმე ბრუნთა რიცხვისათვის (არა ნაკლებ ხუთისა).

თუ მოცემული გვაქვს მაქსიმალური სიმძლავრე ( $N_{max}$ ) და მისი შესაბამისი ბრუნთა რიცხვი, მაშინ კარბურატორიანი ძრავის გარეგანი მახასიათებლის მიახლოებითი აგებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ტოლობები.

დიზელის ძრავის სიჩქარითი მახასიათებელი. დიზელის ძრავის სიჩქარითი მახასიათებელი მიიღება საწვავის ტუმბოს მუდმივი მიწოდების დროს, ე. ი. მაშინ, როდესაც საწვავის მიწოდების სარეგულაციო მოწყობილობა (ლარტყა) უძრავ მდგომარეობაშია და ბრუნთა რიცხვი იცვლება ძრავის

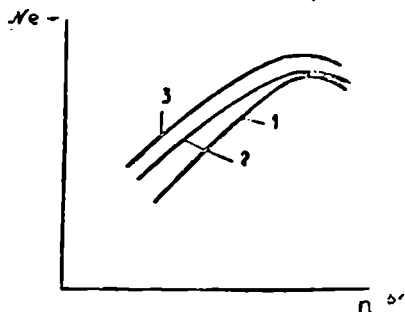
დატვირთვის ცვალებადობით. თუ საწვავის მიწოდების სარეგულაციო მოწყობილობა იმყოფება მაქსიმალური მიწოდების შესაბამის მდგომარეობაში (ლარტყის გამოწვეული ბრჯენამდე), მაშინ მივიღებთ დიზელის ძრავის გარეგან მახასიათებელს.

დიზელის ძრავში, ნარევის შექმნის პროცესის არასრულყოფილობის გამო, საწვავის სრული წვა შესაძლებელია მხოლოდ ჰაერის განსაზღვრული სიქარბის დროს; ამიტომ თანამედროვე დიზელის ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა, ძრავის სრული დატვირთვით მუშაობის დროს, ცვალებადობს ზღვრებში  $\alpha = 1.2 \div 1.7$ . რაც უფრო მცირეა  $\alpha$ , მით უფრო სრულყოფილია ძრავი.

თუ საწვავის მიწოდების გაზრდით ძრავს ვამუშავებთ ჰაერის შემცირებული სიქარბის კოეფიციენტით, მაშინ ძრავის სიმძლავრე თუ შუკა მოიმატებს, მაგრამ ადგილი ექნება საწვავის არასრულ წვას, რაც ძრავის მუშაობაზე მავნე გავლენას მოახდენს. პრაქტიკულად, საწვავის არასრული წვა იმაში მელანდნება, რომ საბოლოო მილიდან გამოსული ნამუშევარი აირები მუქ ფერს იღებენ და, როგორც იტყვიან ხოლმე, ძრავი იწყებს ბოლვას. ბოლვა დაუშვებელია იმიტომ, რომ ამ დროს ადგილი აქვს საწვავის ნაწილობრივ გადახარჯვას და, გარდა ამისა, რაც მთავარია, არასრული წვა იწყებს ნაწვის დაკოქსვას წვის კამერაში და როგორც ფრქვევანის, ისე სარქველების ნორმალურ მუშაობას აფერხებს.

ნაშასადაძე, საკიროა, რომ გარეგანი მახასიათებელი შეესაბამებოდეს ძრავის მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

თუ ჩაეტარებთ ისეთი ძრავის სამუხრუტო გამოცდას, რომლის საწვავის ტუმბოს არა აქვს რაიმე სპეციალური მოწყობილობა საწვავის მიწოდების კორექტირებისათვის, მაშინ მიღებული გარეგანი მახასიათებლის შუკა გარდატეხის მარცხნივ დაუახლოვდება სწორ ხაზს და არ ექნება ამონქეტი-



ნახ. 63. დიზელის ძრავის გარეგანი მახასიათებლები.

ლობა (ნახ. 63, შუკა 1). ასეთი მახასიათებელი სრულიად მიუღებელია საავტორატორო ძრავისათვის, რადგანაც ის იძლევა მომენტის თითქმის სწორხაზობრივ განვითარებას და შეგუების კოეფიციენტი უახლოვდება ერთს. ასეთი ძრავი ვერ გაუძლებს რაიმე გადატვირთვის და გადატვირთვის შემთხვევაში გაჩერდება (ჩაქრება). მახასიათებლის ასეთი მიმდინარეობა იმითაა გამოწვეული,

რომ საწვავის ტუმბო, რომელსაც არა აქვს სპეციალური მოწყობილობა მიწოდების კორექტირებისათვის, ბრუნთა რიცხვის შემცირებით (ლარტყის უცვლელ მდგომარეობაში) ამცირებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობას და იწყებს საშუალო ეფექტური წნევის შემცირებას.

ამ მდგომარეობის ასაცილებლად, თანამედროვე ღიზელის საწვავის ტუმბოს, აუცილებლად უკეთდება სპეციალური მოწყობილობა—მიწოდების კორექტორი, რომელიც ბრუნთა რიცხვის შემცირების დროს, დამატებით გადაადგილებს ლარტყას და გამოიწვევს საწვავის მოწოდების მომატებას. კორექტორი ისეა გაანგარიშებული, რომ ყველა ბრუნთა რიცხვის დროს შეიძლება ძრავის მუშაობის განაოციელება ბოლვის ზღვარზე.

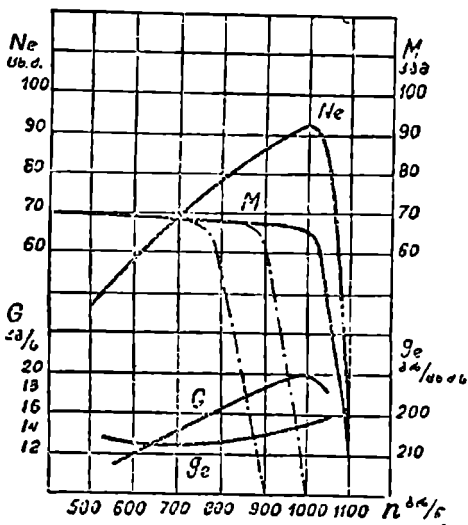
ასეთი წესით მიღებულ მახასიათებელს „ბოლვის ზღვრულ“ მახასიათებელს უწოდებენ; ის ნაჩვენებია ნ3-ე ნახ-ზე (მრუდი 2).

ბოლვის ზღვრული მახასიათებელი იძლევა საკმარის ამოწმებლობას, რასაც თანსდევს მომენტის აღმავალი განვითარება და შეგუების კოეფიციენტის დამაკმაყოფილებელი სიდიდე.

თუ ძრავის ბოლვას ყურადღებას არ მივაქცევთ და განვაგრძობთ საწვავის მიწოდების მომატებას, მაშინ ძრავის სიმძლავრე კვლავ მოიმატებს და მახასიათებელი ზემოთ აიწეებს (ნახ. ნ3, მრუდი 3). ასეთ მახასიათებელს ძრავის აბსოლუტური მახასიათებელი ეწოდება. ცხადია, რომ საექსპლოატაციო პირობებში ძრავის მეშაობა აბსოლუტური მახასიათებლის მიხედვით დაუშვებელია, რადგანაც ამ დროს გაუარესდება ძრავის ეკონომიურობა და ადგილი ექმნება კუმშვის კამერაში ნაწვის დაკოქსვას.

სატრაქტორო ძრავები, ჩვეულებრივ, მომარაგებულია ბრუნთა რიცხვის მომწესრიგებლით (რეგულატორით), რომელიც გარკვეულ ზღვრებში იცავს ბრუნთა რიცხვს და ძრავს საშუალებას არ აძლევს განავითაროს სიჩქარე დაწესებულ ბრუნთა რიცხვზე ზემოთ. ამ ბრუნთა რიცხვს საანგარიშო ბრუნთა რიცხვი ეწოდება.

64-ე ნახ-ზე, მაგალითისათვის, ნაჩვენებია მუხლუხა ტრაქტორის „C — 80“-ის ძრავის გარეგანი მახასიათებელი.



ნახ. 64. ტრაქტორის „C — 80“-ის ძრავის გარეგანი მახასიათებელი.

## § 2. საღებავით მახასიათებელი

ექსპლოატაციის პირობებში საავტოტრაქტორო ძრავი ცვალებადი რეჟიმით მუშაობს, რის გამო გარეგანი მახასიათებელი, რომელიც შეესაბამება ძრავის სრულ დატვირთვას, არაა საკმარისი ძრავის მთლიანი დახასიათებისათვის.

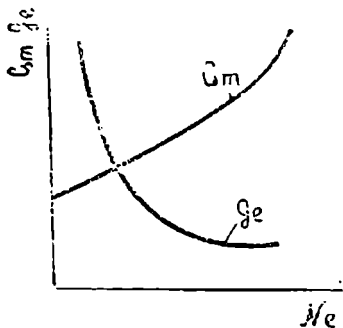
ამიტომ სიჩქარითი მახასიათებელთან ერთად ძრავისაგან იღებენ, აგრეთვე, ღვრეთ წოდებულ სადატვირთო მახასიათებელს, რომელიც გამოსახავს ძრავის სხვადასხვა პარამეტრის ცვალებადობას დატვირთვისაგან დამოკიდებულებით. ასეთ შემთხვევაში დატვირთვა გამოისახება ან ძრავის სიმძლავრის აბსოლუტური მნიშვნელობით ან მაქსიმალური სიმძლავრის პროცენტებით.

საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავისათვის აღებულ სადატვირთო მახასიათებელს, ხშირად, სადროსელო მახასიათებელს უწოდებენ. მას იღებენ მუხლა ლილვის მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს სადროსელო მისაფარის სხვადასხვა მდგომარეობისათვის. ღიზელის ძრავისათვის სადატვირთო მახასიათებელი აიღება მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს საწვავის ტუმბოს სხვადასხვა მიწოდებისათვის.

საავტომობილო ძრავის სადატვირთო მახასიათებელზე, ჩვეულებრივ, აჩვენებენ საწვავის საათური და კუთრი ხარჯის ცვალებადობას.

65-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის სადროსელო მახასიათებელი.

66-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ღიზელის ძრავის სადატვირთო მახასიათებელი ძრავის ნორმალური ბრუნთა რიცხვისათვის. ამ მახასიათებელზე საყურადღებოა სამი დამახასიათებელი წერტილი (1, 2, 3), რომლებიც დანიშნულია საწვავის კუთრი ხარჯის მრუდზე. წერტილი 1 შეესაბამება საწვავის მინიმალურ კუთრი ხარჯს, რომელიც მიიღება საწვავის საათური ხარჯის განსაზღვრული მნიშვნელობის დროს. ასეთ შემთხვევაში წვის პროცესი სრულად მიმდინარეობს და ძრავის მუშაობა უკვემლო განდევნით ხასიათდება. წერტილი 2 მიიღება საწვავის საათური ხარჯის გადიდებით, მაშინ, როცა გადიდებულ კუთრი ხარჯთან ერთად ძრავის მაქსიმალურ სიმძლავრეს ვღებულობთ. ამ დროს ადგილი აქვს საწვავის არასრულ წვას და ძრავის მუშაობა ბოლოით ხასიათდება. საწვავის საათური ხარჯის შემდგომი ზრდა იმდენად აუარესებს წვის პროცესს, რომ იწყება სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთრი ხარჯის მკვეთრი ზრდა.

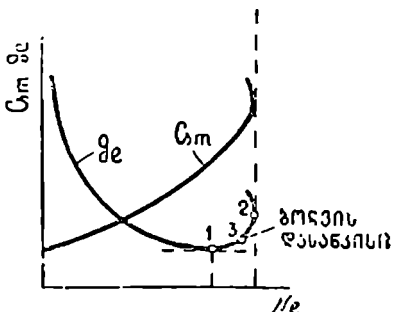


ნახ. 65. საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის სადროსელო მახასიათებელი.

66-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ღიზელის ძრავის სადატვირთო მახასიათებელი ძრავის ნორმალური ბრუნთა რიცხვისათვის.

ამ მახასიათებელზე საყურადღებოა სამი დამახასიათებელი წერტილი (1, 2, 3), რომლებიც დანიშნულია საწვავის კუთრი ხარჯის მრუდზე.

წერტილი 1 შეესაბამება საწვავის მინიმალურ კუთრი ხარჯს, რომელიც მიიღება საწვავის საათური ხარჯის განსაზღვრული მნიშვნელობის დროს. ასეთ შემთხვევაში წვის პროცესი სრულად მიმდინარეობს და ძრავის მუშაობა უკვემლო განდევნით ხასიათდება. წერტილი 2 მიიღება საწვავის საათური ხარჯის გადიდებით, მაშინ, როცა გადიდებულ კუთრი ხარჯთან ერთად ძრავის მაქსიმალურ სიმძლავრეს ვღებულობთ. ამ დროს ადგილი აქვს საწვავის არასრულ წვას და ძრავის მუშაობა ბოლოით ხასიათდება. საწვავის საათური ხარჯის შემდგომი ზრდა იმდენად აუარესებს წვის პროცესს, რომ იწყება სიმძლავრის ვარდნა და საწვავის კუთრი ხარჯის მკვეთრი ზრდა.

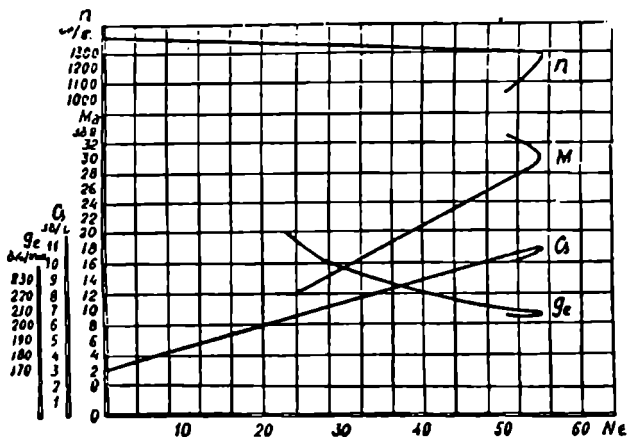


ნახ. 66. ღიზელის ძრავის სადატვირთო მახასიათებელი.

1 და 2 წერტილებს შორის მოთავსებულია წერტილი 3, რომელიც ბოლვის ზღვარს წარმოადგენს; ამ დროს 1 წერტილთან შედარებით ჩამდენიმედ გაზრდილია როგორც სიმძლავრე, ისე საწვავის კუბური ხარჯი.

ცხადია, რომ ბოლვის ასაცილებლად მახასიათებელი უნდა შეწყდეს 3 წერტილში, რაც პრაქტიკულად საწვავის ტუმბოს მაქსიმალური მიწოდების შეზღუდვით ხორციელდება.

ვინაიდან სატრაქტორო ძრავს აქვს ბრუნთა რიცხვის რეგულატორი, ამიტომ მისი მახასიათებელი განსხვავდება საავტომობილო ძრავის მახასიათებლისაგან. რეგულატორიანი სატრაქტორო ძრავის სადატირთო მახასიათებელს, ჩვეულებრივ, რეგულატორულ მახასიათებელს უწო-



ნახ. 67. „ДТ — 54“-ის რეგულატორული მახასიათებელი.

დებენ. 67-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ტრაქტორის „ДТ — 54“-ის ძრავის რეგულატორული მახასიათებელი.

მახასიათებელზე მოცემულია მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის და საწვავის საათური და კუთრი ხარჯის დამოკიდებულება ძრავის დატირთვისაგან. შტო, მრუდების გადატების შემდეგ, შეესაბამება ძრავის გადატირთვით მუშაობას. ცხადია, რომ ამ დროს ძრავი იმუშაებს გარეგანი მახასიათებლის მიხედვით.

### § 3. უაჩი სვლის და საკავალაციო მახასიათებლები

როგორც კარბურატორიანი ძრავისათვის, ისე დიზელისათვის უკმა სვლის მახასიათებელი განკუთვნილია უკმა სვლაზე მუშაობის დროს ძრავის ეკონომიურობის შესაფასებლად.

ეს მახასიათებელი იძლევა დაუტირთავი ძრავას მუშაობის დროს (უკმა სვლა) საწვავის საათური ხარჯის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვისაგან. გ. გ. მახალდანი



გან. მისი ალება ისეთ პირობებში ხდება, რომ ყოველ ბრუნთა რიცხვს შეესაბამებოდეს საწვავის მინიმალური ხარჯი ძრავის საკმარისად მდგრადი მუშაობის უზრუნველყოფით.

68-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია უქმი სელის სანიმუშო მახასიათებელი.

სარეგულაციო მახასიათებელს აგებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების ყველაზე მეტად ხელსაყრელი რეგულების შესარჩევად. ის იძლევა ძრავის ეფექტური სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის ცვალებადობას საწვავის საათური ხარჯისაგან დამოკიდებულებით.

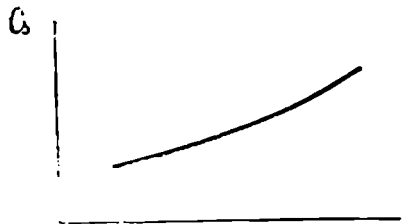
მახასიათებელი იღება მუხლა ლილვის მუდმივ ბრუნთა რიცხვით მუშაობის დროს კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს მიწოდების რეგულების შეცვლით.

69-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სანიმუშო სარეგულაციო მახასიათებელი. ამ მახასიათებელზე დანიშნულია ორი წერტილი *A* და *B*.

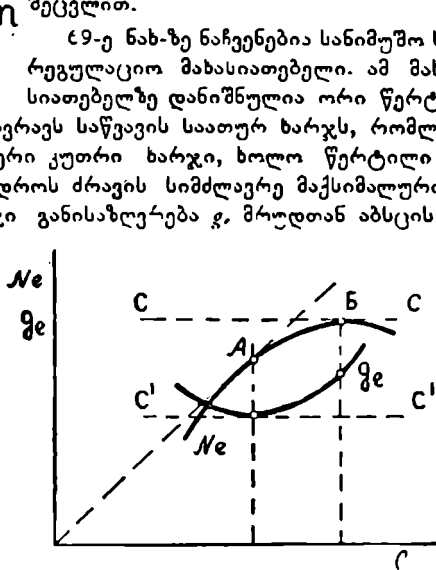
წერტილი *A* განსაზღვრავს საწვავის საათურ ხარჯს, რომლის დროს მიიღება საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი, ხოლო წერტილი *B* საწვავის საათურ ხარჯს, რომლის დროს ძრავის სიმძლავრე მაქსიმალურია. საწვავის მინიმალური კუთრი ხარჯი განისაზღვრება *g<sub>e</sub>* მრუდთან აბსცისაჲა ღერძის სწორი *C'C* მონაკვეთის შეხების წერტილით, ხოლო მაქსიმალური სიმძლავრე *CC* მონაკვეთის *N<sub>e</sub>* მრუდთან შეხების წერტილით.

ძრავის სიმძლავრე, რომლის დროს საწვავის კუთრი ხარჯი მინიმალურია (წერტილი *A*), შეიძლება აგრეთვე განისაზღვროს ღერძთა სათავედან *N<sub>e</sub>* მრუდის შეხები *OA* სხივის გატარებით, რადგანაც აბსცისთა ღერძთან *OA* სხივის დახრის კუთხის ტანგენსი წარმოადგენს შეფარდებას  $\frac{N_e}{G_T}$ , ხოლო საწვავის კუთრი ხარჯი  $g_e = \frac{G_T}{N_e}$ ; *A* წერტილისათვის *OA* სხივის დახრის კუთხის ტანგენსი მაქსიმალურია და, მაშასადამე, *g<sub>e</sub>* მინიმალურია.

იმის მიხედვით თუ რა უფრო ხელსაყრელია მოცემული ძრავისათვის, მაქსიმალური ეკონომიურობა თუ მაქსიმალური სიმძლავრე, აწესებენ კარბურატორის ან საწვავის ტუმბოს საჭირო რეგულებას.



ნახ. 68. უქმი სელის მახასიათებელი.



ნახ. 69. ძრავის სარეგულაციო მახასიათებელი.

დიზელის ძრავის რეგულება მაქსიმალურ სიმძლავრეზე არ დაიშვება, რადგანაც ამ დროს აღგილი ექნება საწვავის არასრულ წვას და ძრავის ბოლვას.

დიზელის ძრავისათვის, ყველაზე უფრო ხშირად, ხელსაყრელი გამოდის რეგულება 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 წინსწრების კუთხეს მუხლალილის მობრუნების გრადუსებში.

წინსწრების საუკეთესო კუთხე განისაზღვრება ძრავის მაქსიმალური ეფექტური სიმძლავრის მიხედვით.

აღსანიშნავია, რომ დიზელის ძრავისათვის შეფრქვევის წინსწრების კუთხის დაწესების დროს, მაქსიმალური სიმძლავრის გარდა, ანგარიში უნდა გაეწიოს ძრავის მუშაობის სიხისტეს. ზოგ შემთხვევაში სიხისტის შემცირების მიზნით, საკიოო ხდება რეგულების შერჩევა რამდენიმედ შემცირებული სიმძლავრის შესაბამისად.

#### § 4. სიჩქარითი მახასიათებლების აგება ემპირიული ტოლობების დახმარებით

დასაპროექტებელი ძრავის სეარაუდო სიჩქარითი (გარეგანი) მახასიათებლის ასაგებად აუხებობს ემპირიული ტოლობები. ქვემოთ მოგვყავს ს. რ. ლეიდერმანის მიერ სხვადასხვა ტიპის ძრავებისათვის დამუშავებული ტოლობები.

ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის

$$N_s = N_{max} \left( \frac{n}{n_1} + \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

უშუალო შეფრქვევის მქონე დიზელებისათვის

$$N_s = N_{max} \left( 0,5 \frac{n}{n_1} + 1,5 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

წინაკაშერიანი დიზელებისათვის

$$N_s = N_{max} \left( 0,6 \frac{n}{n_1} + 1,4 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

გრიგალური ჯამის მქონე დიზელებისათვის

$$N_s = N_{max} \left( 0,7 \frac{n}{n_1} + 1,3 \frac{n^2}{n_1^2} - \frac{n^3}{n_1^3} \right).$$

საწვავის კუთრი ხარჯის მრუდის ასაგებად იგივე ლეიდერმანი იძლევა ტოლობებს:

ბენზინით მომუშავე ძრავებისათვის

$$g_e = g_e' \left( 1,2 - \frac{n}{n_1} + 0,8 \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

უშუალო შეფრქვევის მქონე დიზელებისათვის

$$g_e = g_e' \left( 1,55 - 1,55 \frac{n}{n_1} + \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

წინაკამერიანი დიზელებისათვის

$$g_e = g_e' \left( 1,2 - 1,2 \frac{n}{n_1} + \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

გრიგალური კამერის მქონე დიზელებისათვის

$$g_e = g_e' \left( 1,35 - 1,35 \frac{n}{n_1} + \frac{n^3}{n_1^3} \right);$$

ამ ტოლობებში:  $N_{max}$  — ძრავის მაქსიმალური სიმძლავრე;

$N_e$  — საძიებელი სიმძლავრე;

$n_1$  — ბრუნთა რიცხვი მაქსიმალური სიმძლავრის დროს;

$n$  — საძიებელი სიმძლავრის შესაბამისი ბრუნთა რიცხვი;

$g_e'$  — საწვავის კუთრი ხარჯი მაქსიმალური სიმძლავრის დროს;

$g_e$  — საწვავის კუთრი ხარჯი მოცემულ  $n$  ბრუნთა რიცხვის დროს.

## თ ა ვ ი

# ქარბურატორიანი ძრავის საშუალო პროცესი და მისი თავისებურება

### § 1. წვის პროცესის თავისებურება

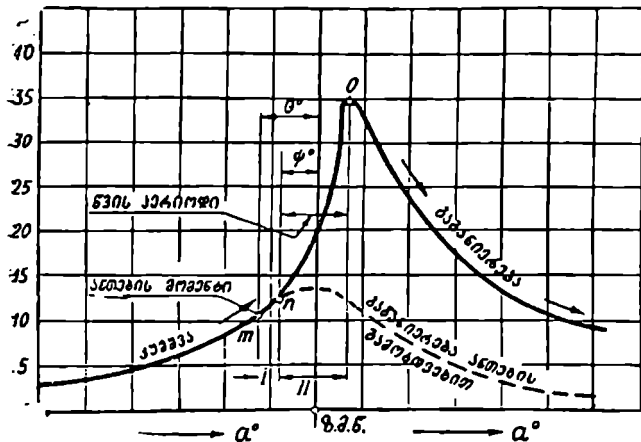
70-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ქარბურატორიანი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამის ნაწილი, სადაც გამოსახულია კუმშვის, წვის და გაგახიერების პროცესები. დიაგრამის აბსცისი წარმოადგენს მუხლა ლიღვის მობრუნების კუთხეს გრადუსებში, ხოლო ორდინატი — აირის წნევას ცილინდრში.

დიაგრამაზე მთლიანი ხაზი გამოსახავს მომუშავე ძრავის ნორმალურ პროცესს, ხოლო წყვეტილი ხაზი პროცესს — როდესაც ნაპერწკალი არ იყო მიწოდებული და წვა არ მოხდა.

ნაჩვენები დიაგრამა წვის პროცესის მიმდინარეობაზე დაკვირვების საშუალებას იძლევა.

ნაპერწკლის მიწოდება (ე. ი. ანთება) წარმოებს წერტილში  $m$  (ნახ. 70), მაშინ როდესაც ღეუში ჯერ არ მისულა ზედა მკვდარ წერტილამდე. ეს წინსწრება მუხლა ლიღვის მობრუნების კუთხის მიხედვით  $\theta^\circ$ -ს შეადგენს.

მ წერტილში ნაპერწყლის მიწოდების მიუხედავად წნევის შესამჩნევი ზრდა იწყება მხოლოდ  $n$  წერტილში.  $m$  წერტილიდან  $n$  წერტილამდე პერიოდს წვის პროცესის პირველ პერიოდს ან, ზოგ შემთხვევაში, საინდუქციო პერიოდს უწოდებენ. ამ პერიოდის ხანგრძლიობა დამოკიდებულია ნარევის შედგენილობის, წნევისა და ტემპერატურის, საწვავის ხარისხის, გრიგალური მოძრაობის, ნაპერწყლის სიძლიერისა და სხვა ფაქტორებისაგან.  $n$  წერტი-



ნახ. 70. კარბურატორიანი ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

ლიდან დაწყებული წნევა მკვეთრად იზრდება და მაქსიმუმს აღწევს  $O$  წერტილში. ამ პერიოდს წვის პროცესის მეორე პერიოდს ან თვალსაჩინო წვის პერიოდს უწოდებენ.

$O$  წერტილის შემდეგ, დანარჩენი საწვავი განაგრძობს წვას, მაგრამ მოცულობის მკვეთრი ზრდის გამო, წნევა თანდათან მცირდება.

ქვემოთ განხილულია წვის პროცესის ზოგიერთი თავისებურება.

### წვის სიჩქარე და ალის გავრცელების სიჩქარე

წვის სიჩქარე იზომება წამობით და გამოსახავს იმ დროს, რომელიც შეესაბამება მუხლა ლიღვის მობრუნებას ნაპერწყლის მიწოდების მომენტიდან ( $n$  წერტილი) მაქსიმალური წნევის მიღწევის მომენტამდე ( $O$  წერტილი).

წვის სიჩქარისაგან განსხვავებით ალის გავრცელების სიჩქარე, გაიზომება მ/წამ-ობით და გამოსახავს წვის კამერაში ალის გავრცელების (გადაადგილების) სიჩქარეს.

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

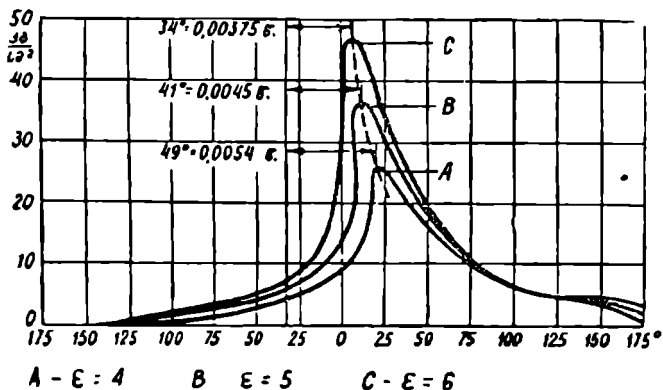
ცდებით დადასტურდა, რომ ალის გავრცელების სიჩქარე ნორმალურ პირობებში შეადგენს  $20 \div 40$  მ/წამ-ს და დამოკიდებულია ისეთ ფაქტორებზე

როგორცაა: საწვავის ხარისხი, ნარევის შედგენილობა, გრივალური მოძრაობა წვის კამერაში, კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის ფორმა, ნარჩენი აირების რაოდენობა, ანთების მომენტი და სხვ.

პროფ. ნ. რ. ბრილინგის გამოკვლევით ალის გავრცელების სიჩქარე დიდადა დამოკიდებული ნარევის შედგენილობისაგან და თავის მაქსიმუმს აღწევს მაშინ, როდესაც ძრავის ჰაერის ნაწილობრივი დანაკლისით მუშაობს. ამ დროს ჰაერის სიჩქარის კოეფიციენტი  $\alpha = 0,8 \div 0,9$ .

დაკვირვებით დადასტურებულია აგრეთვე, რომ ალის გავრცელების სიჩქარე წვის კამერის შუაში მეტია, ვიდრე კედლებთან. ეს იმით აიხსნება, რომ კამერის შუა სივრცესთან შედარებით გაგრილება კედლებთან ახლოს უფრო ინტენსიურია.

ისევე როგორც ალის გავრცელების სიჩქარე, წვის სიჩქარეც დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორისაგან; წვის სიჩქარეზე ყველაზე მეტად გავლენას ახდენს კუმშვის ხარისხი, ანთების წინსწრების კუთხე და დატვირთვა.



ნახ. 71. კუმშვის ხარისხის გავლენა წვის სიჩქარეზე.

$A - \epsilon = 4$ ;     $B - \epsilon = 5$ ;     $C - \epsilon = 6$ .

71-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სამი ინდიკატორული დიაგრამა აღებული სრული დატვირთვით ძრავის მუშაობის დროს. დიაგრამების აღებისას შერჩეული იყო ანთების საუკეთესო წინსწრების სილიდე.

ინდიკატორული დიაგრამებიდან ჩანს, რომ კუმშვის ხარისხის ზრდა იწვევს წვის სიჩქარის გაღივებას.

### ძრავის მუშაობის ხისხის ტე

როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები,  $\pi$  წერტილიდან  $O$  წერტილამდე (ნახ. 70) წნევა იზრდება და ამის გამო მრულმხარა მექანიზმზე დატვირთვა მატულობს.

თუ წნევა ძლიერ მკვეთრად გაიზრდება, მაშინ მრულმხარა მექანიზმის ნაწილებზე მოსული დატვირთვა დარტყმის ხასიათს მიიღებს და ძრავი, როგორც იტყვიან, ხისტად დაიწყებს მუშაობას.

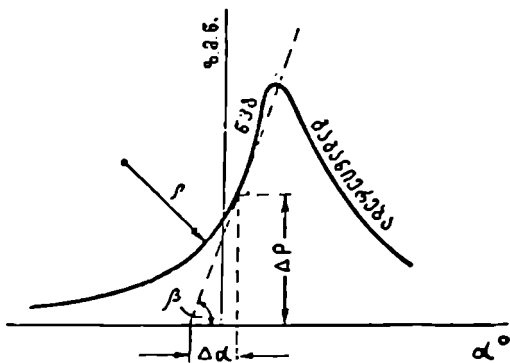
ხისტი მუშაობის დროს ძრავში ისმის ხმაური (დარტყმები), ადგილი აქვს ვიბრაციას, რაც იწვევს ნაწილების გადატვირთვას და ინტენსიურ ცვეთას.

ძრავის მუშაობა მით უფრო ნაკლები სიხისტით ხასიათდება, რაც უფრო მღოვრულად გადადის კუმშვის ხაზი თვალსაჩინო წვის ხაზში, ე. ი. სიხისტე დამოკიდებულია რადიუსზე (ნახ. 72).  $p$  რადიუსის შემცირებით სიხისტე იზრდება.

თუ დავაკვირდებით 71-ე ნახ-ზე მოცემულ დიაგრამებს დაერწმუნდებით, რომ  $C$  ძრავი,  $A$  ძრავზე უფრო ხისტად იმუშავებს.

ძრავის სიხისტის მაჩვენებლად იღებენ წვევის ნაზრდს მუხლა ლილვის  $1^\circ$ -ით შემობრუნების დროს. იკვირებს მივიღებთ, თუ ძრავის სიხისტის მაჩვენებლად მივიღებთ  $\beta$  კუთხის ტანგენსს (ნახ. 72). ამ შემთხვევაში სიხისტე გაიზომება ფარდობით  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ , რომლის განზომილება იქნება  $\frac{კგ}{სმ^2 1^\circ}$ .

არსებულ ძრავებზე დაკვირვება გვიჩვენებს, რომ ძრავის ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა, რომ  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  არ აღემატებოდეს  $2,6 \frac{კგ}{სმ^2 1^\circ}$ .



ნახ. 72 გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

### დეტონაცია

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ძრავის კუმშვის ხარისხის ზრდა განსაზღვრულ სიდიდემდე ( $\epsilon = 10 \div 12$ ), იწვევს ძრავის სიმძლავრის და ეკონომიურობის გადიდებას.

მაგრამ კუმშვის ხარისხის ზღვრული სიდიდის განხორციელება, უმეტეს შემთხვევაში, შეუძლებელი ხდება, რადგანაც მოცემული ძრავისათვის დასაშვებზე უფრო მეტად კუმშვის ხარისხის ზრდა შეზღუდულია დეტონაციის წარმოშობით. ზოგიერთ შემთხვევაში კუმშვის ხარისხის ზრდის დამაბრკოლებელი ფაქტორი შეიძლება ნარევის წინასწარი აალებაც იყოს.

ნარევის წინასწარ აალებას (ნაპერწყლის მიწოდებამდე) მივიღებთ ისეთ შემთხვევაში, თუ ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს საწვავის თვითაალების ტემპერატურაზე მეტი იქნება. აღსანიშნავია, რომ წინასწარი აალება შეიძლება აგრეთვე გამოიწვიოს კუმშვის კამერაში გადახურებულმა ნაწილებმა (სანთელი, სარკველი) და ნაწვის დიდმა რაოდენობამ.

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ კარბურატორიანი ძრავის ნორმალური მუშაობა შესაძლებელია იმ შემთხვევაში, თუ კამერაში სანთლის გამოშვებული ადგილები გახურებულია  $580 - 850^{\circ}\text{C}$ -მდე. თუ სანთლის ტემპერატურა ნაკლებია  $580^{\circ}$ -ზე, მაშინ მასზე სწრაფად გროვდება ნაწი და სანთელი აღარ იმუშავებს. სანთლის  $850^{\circ}\text{C}$ -ზე მეტად გახურება იწვევს წინასწარ აალებას. აღნიშნული გარემოება ადასტურებს, რომ მოცემულ ძრავისათვის სანთლები სათანადოდ უნდა შეირჩეს.

დეტონაცია წარმოადგენს წვის განსაკუთრებულ სახეს, რომელიც მიმდინარეობს ალის გავრცელების ძლიერ დიდი სიჩქარეების დროს. მაგალითად, თუ ნორმალური წვის დროს ალის გავრცელების სიჩქარე შეადგენს  $20 \div 40$  მ/წამ-ს, დეტონაციის დროს ის აღწევს  $2000 \div 3000$  მ/წამ-ს.

დეტონაციური წვის დროს, წვის კამერის იმ ადგილებში, სადაც იმყოფება დეტონაციის კერა, ტემპერატურა და წნევა იმდენად იზრდება, რომ შეიძლება ადგილი ჰქონდეს დგუშის ძირის ჩამტყვევას ანდა კამერაში მყოფი ნაწილების ამოწვას.

დეტონაციით მომუშავე ძრავის გარეგნული ნიშნები შემდეგია:

1. ცილინდრებში წკრიალა ლითონისებრი ხმაური;
2. ძრავის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირება;
3. ძრავის არამდგრადი მუშაობა;
4. გამოდენილ აირებში ქვარტლისა და ნაპერწკლების არსებობა;
5. ძრავის გადახურება;
6. გამოდენილი აირის ტემპერატურის შემცირება.

დეტონაციის მოვლენა მკვეთრად მოჩანს ინდიკატორულ დიაგრამაზე, რადგანაც ამ დროს გაგანიერების ხაზი დაკბილული გამოდის.

არ უნდა აეუროთ ერთმანეთში დეტონაცია და წინასწარი აალება. ეს ორი მოვლენა გარეგნული ნიშნებით ძლიერ წააგავს ერთმანეთს იმ განსხვავებით, რომ წინასწარი აალების დროს წკრიალა ხმაურის მაგიერ, ცილინდრებიდან მოისმის მძიმე, ყრუ, დარტყმების ხმა.

აღსანიშნავია, რომ დეტონაცია წარმოიშობა ნაპერწკლის მიწოდების შემდეგ, წინასწარი აალება კი ხდება ნაპერწკლის მიწოდებამდე. ამიტომ დეტონაციის და წინასწარი აალების განსასხვავებლად შეიძლება გამოვიყენოთ არანორმალურად მომუშავე ძრავის ანთების გამორთვა. დეტონაციის დროს ძრავი ანთების გამორთვისთანავე გაჩერდება, ხოლო წინასწარი აალების დროს ანთების გამორთვის შემდეგ ძრავი რამდენიმე ხანს კიდევ განაგრძობს მუშაობას.

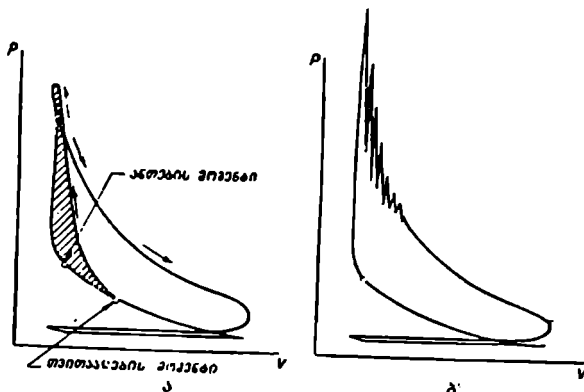
ზოგ შემთხვევაში შეიძლება ერთდროულად მიმდინარეობდეს როგორც დეტონაცია, ისე წინასწარი აალება.

73-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი ინდიკატორული დიაგრამა, რომელთაგან პირველი (ა) გამოსახავს ძრავის მუშაობის წინასწარი აალებით, ხოლო მეორე (ბ) - ძრავის მუშაობას დეტონაციით.

დეტონაციის წარმოშობა შეიძლება იმით აიხსნას, რომ საწვავი ნარევის ტემპერატურის მნიშვნელოვნად გადიდების დროს ინტენსიურად იქმნება

პირველადი დაეანგვის პროდუქტები (მაგალითად, პეროქსიდები), რაც ძლიერ ააქტივებს ნარევის და განსაზღვრულ პირობებში იწვევს მის თითქმის მყის წვას.

დეტონაცია წარმოიშევა ალის ფრონტის წინ, კუმშვის კამერის იმ ადგილებში, რომლებიც ყველაზე მეტადაა დაშორებული სანთლიდან. ამას



ნახ. 73. ინდიკატორული დიაგრამები ალბული წინასწარი ალბების და დეტონაციის დროს.

ხელს უწყობს ის გარემოება, რომ სანთლიდან მოშორებულ ადგილებში მყოფი ნარევის დაუწვავი ნაწილი იკუმშება იმ ნარევით, რომელიც ახლო იყო სანთელთან და ამიტომ უკვე დაიწყო წვა; ამის შედეგად იზრდება ტემპერატურა სანთლიდან მოშორებულ ადგილებში და იქმნება დეტონაციის კერა.

დეტონაციის წარმოშობის ძირითად ფაქტორს (მოცემული საწვავისათვის). წარმოადგენს ცილინდრში მყოფი იმ ნარევის ტემპერატურა, რომელიც უკანასკნელ რიგში უნდა დაიწვას.

დეტონაციის წარმოშობის ადგილებში მკვეთრად იზრდება აირის ტემპერატურა და წნევა, საიდანაც დაიწყება მაღალი წნევის ტალღების გავრცელება. მაღალი წნევის ტალღები ეჯახებიან ცილინდრის, დგუშის ან კუმშვის კამერის კედლებს, იწვევენ მათ ვიბრაციას და ქმნიან ლითონისებრ წყრიალა ხმაურს.

კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის დროს შესაძლებელია, რომ ერთდროულად წარმოიშვას დეტონაციის რამდენიმე კერა.

კედელზე გადიდებული სიმკვრივის მქონე მაღალი წნევის ტალღების დაჯახების გამო იზრდება სითბოს გადაცემა, რაც იწვევს ძრავის გადახურებას და გაგრილების სისტემაში გადაცემული სითბოს რაოდენობის გადიდებას.

გამოდენილ აირებში ქვარტლისა და ნაპერწყლების არსებობა იმით აიხსნება, რომ დეტონაციის ადგილებში მაღალი ტემპერატურა იწვევს CO<sub>2</sub>-ის დისოციაციას, რის შედეგად გამოყოფილი თავისუფალი ნახშირბადი მისდევს ნამუშევარ აირებს. ამას ისიც ემატება, რომ მაღალი წნევის ტალღები მოაუ-



ლიან კუმშვის კამერის კედლებიდან და ღგუშის ძირიდან ნაწვის ნაწილაკებს, რომლებიც მიყვება აგრეთვე ნამუშევარ აირებს.

დეტონაციის დროს დისოციაციის არსებობისა და კედლებზე სითბოს ქარბი გადაცემის შედეგად, ძრავის სიმძლავრე მცირდება. ამავე მიზეზით მცირდება ცილინდრებიდან გამოდენილი აირების ტემპერატურა.

სხვა თანაბარ პირობებში, დეტონაცია, პირველ რიგში დამოკიდებულია საწვავის თვისებებზე.

დეტონაციისაკენ საწვავის მიდრეკილებას აფასებენ მისი ოქტანური რიცხვის მიხედვით. რაც მეტია ოქტანური რიცხვი, მით ნაკლებია საწვავის მიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

ოქტანური რიცხვის განსაზღვრისათვის იღებენ საეტალონო საწვავს, რომელიც წარმოადგენს პარაფინის რიგის ნახშირწყალბადების — გეპტანის და იზოოქტანის ნარევის. გეპტანი ამჟღავნებს ძლიერ დიდ მიდრეკილებას დეტონაციისაკენ — იზოოქტანი კი პირიქით — ძლიერ მდგრადია დეტონაციის წინააღმდეგ.

საწვავის ოქტანური რიცხვი ეწოდება გეპტანისა და იზოოქტანის ნარევის იზოოქტანის პროცენტულ რაოდენობას, თუ ნარევის და გამოსაცდელი საწვავის დეტონაციური თვისებები ერთნაირია.

საწვავის ოქტანური რიცხვის დაწესება სპეციალურ, სტანდარტულ, ცვლადი კუმშვის ხარისხის მქონე, ძრავზე წარმოებს

საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს ძლიერ აუმჯობესებს ეგრეთ წოდებული ანტიდეტონატორების მიმატება.

ყველაზე მეტი გამოყენება, როგორც ანტიდეტონატორმა, მიიღო ტეტრაეთილურმა ტყვიამ, რომლის სულ მცირე რაოდენობის შერევა საწვავთან მკვეთრად აუმჯობესებს საწვავის ანტიდეტონაციურ თვისებებს.

იმ მიზნით, რომ კუმშვის კამერაში არ მოხდეს ტყვიის გამოყოფა და ის გამოტანილ იქნეს ნამუშევარ აირებთან ერთად, ტეტრაეთილური ტყვიის გარდა, საწვავს უმატებენ აგრეთვე ეგრეთ წოდებულ „გამომტანებს“ და ამგვარად იღებენ ეთილირებულ საწვავს.

ამჟამად საავტომობილო პარკის ექსპლოატაციისათვის გამოიყენება ეთილირებული ბენზინი *A-66*, რომლის ოქტანური რიცხვია *66*. მაღალი კლასის ავტომობილებისათვის („*3HC-110*“ და „*3HM*“) გამოიყენება ეთილირებული საწვავი *B-70*, ოქტანური რიცხვით *70*.

ტრაქტორებისათვის გამოიყენებული ნავთის ოქტანური რიცხვია  $40 \div 45$ .

## § 2. კონსტრუქციული ფაქტორების გავლენა ძრავის მუშაობაზე

ძრავის კონსტრუქციული ფაქტორებია: კუმშვის ხარისხი, წვის კამერის ფორმა, სანთლების განლაგება და რაოდენობა, ცილინდრის ზომები, ნაწილების დასამზადებლად გამოყენებული მასალა და სხვა.

დასახელებული ფაქტორები არ იცვლებიან ძრავის მუშაობის დროს, ამიტომ მათი შეფასება სხვადასხვა კონსტრუქციის გამოცდის შედეგების საფუძველზე ხდება.

ქვემოთ განხილულია ცალ-ცალკე ზოგიერთი მთავარი ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავის მუშაობაზე.

### კუმშვის ხარისხის გავლენა

კარბურატორიანი ძრავის კუმშვის ხარისხის გადიდება, დეტონაციის წარმოშობამდე, იწვევს ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის და ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას. კუმშვის ხარისხის შემდეგი მომატება უარყოფით ეფექტს იძლევა, რადგანაც ამ დროს მეღვენდება დეტონაციის მანე გავლენა.

შემჩნეულია, რომ დეტონაციის ჩასახვის მომენტში, როცა ის ჯერ კიდევ მკვეთრად არაა გამოსახული და გარეგნული ნიშნებით თითქმის შეუმჩნეველია — ძრავის სიმძლავრე რამდენიმედ მატულობს, დეტონაციის შემდეგი გაძლიერებით კი მკვეთრად მცირდება.

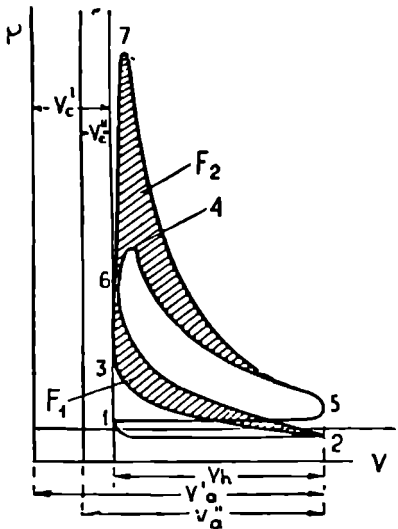
დეტონაციის დასაწყისი და, მაშასადამე, კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდე ადვილად შეიძლება განისაზღვროს ცილინდრის კედლების ტემპერატურის მიხედვით, რადგანაც დეტონაციის ჩასახვის მომენტიდანვე იწყება ამ ტემპერატურის შესამჩნევი მატება.

მოყვანილი მსჯელობა ეხება ისეთ ძრავებს, რომლებიც მუშაობენ ჩვეულებრივ საექსპლოატაციო საწვავზე და მათი კუმშვის ხარისხი არ აღემატება  $7 \div 8$  ერთეულს.

განსაკუთრებული ანტიდეტონაციური თვისებების მქონე საწვავის გამოყენების შემთხვევაში დადებითი ეფექტი შესაძლებელია მივიღოთ კუმშვის ხარისხის გადიდებით მხოლოდ  $10 \div 12$  ერთეულამდე. კუმშვის ხარისხის შემდეგი ზრდა იწვევს ძრავის სიმძლავრის შემცირებას და ეკონომიურობის გაუარესებას, რადგან ამ დროს კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატი უფრო მეტია. ვიდრე სასარგებლო მუშაობის ნამატი გაგანიერების დროს, რაც საბოლოოდ ძრავის სიმძლავრის და მარგი ქმედების კოეფიციენტის შემცირებას იწვევს.

აღსანიშნავია, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდებას თან სდევს აირის მაქსიმალური წნევის გადიდება და, მაშასადამე, მრუდმხარა მექანიზმის ნაწილებში ხახუნის მუშაობის ზრდა, მაგრამ ეს უკანასკნელი პრაქტიკულად უმნიშვნელოა და შეიძლება მხედველობაში არ იქნეს მიღებული.

74-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კუმშვის ხარისხის გავლენა კარბურატორიანი ძრავის ინდიკატორულ დიაგრამაზე.



ნახ. 74. კუმშვის ხარისხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე

აქ მიღებულია პირობა, რომ პირველ შემთხვევაში ძრავი მუშაობს კუმშვის ხარისხით  $\varepsilon = \frac{V_4'}{V_1'}$ ; ამ დროს ცილინდრის სამუშაო მოცულობაა  $V_4$ , მთლიანი მოცულობა  $V_0'$  და კუმშვის კამერის მოცულობა  $V_4'$ . მეორე შემთხვევაში ძრავი მუშაობს გადიდებული კუმშვის ხარისხით  $\varepsilon' = \frac{V_4''}{V_1''}$ . კუმშვის ხარისხი გაზრდილია კუმშვის კამერის მოცულობის შემცირებით  $V_4'$ -დან  $V_4''$ -მდე, ხოლო სამუშაო  $F_4$  მოცულობა იგივეა. პირველ შემთხვევაში ელემენტარული ინდიკატორულ დიაგრამას  $1-2-3-4-5-1$ , ხოლო მეორე შემთხვევაში დიაგრამას  $1-2-6-7-5-1$ .

დიაგრამების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდების დროს, კუმშვაზე დახარჯული მუშაობა მატულობს, მაგრამ ამავე დროს იზრდება აირის გაგანიერების მარგი მუშაობა. 74-ე ნახ-ზე კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატი გამოისახება  $F_4$  ფართით (ფართი  $2-3-6-2$ ), ხოლო გაგანიერების დროს მუშაობის ნამატი  $F_4$  ფართით (ფართი  $5-4-6-7-5$ ).

ოპტიმალურ სიდიდემდე კუმშვის ხარისხის გადიდების დროს  $F_2 > F_1$ , და სხვაობა  $F_2 - F_1$  იწვევს ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის გადიდებას. რაც უფრო მეტად უახლოვდება ძრავის კუმშვის ხარისხი ოპტიმალურ სიდიდეს, მით ნაკლებია კუმშვის ხარისხის ერთეულზე მოსული სხვაობა  $F_2 - F_1$  და, მაშასადამე, ნაკლებია სიმძლავრის ზრდის ინტენსივობა. თუ კუმშვის ხარისხს ოპტიმალურზე უფრო მეტად გავზრდით, მაშინ კუმშვის მუშაობის ნამატი (ოპტიმალურთან შედარებით) მეტი გამოვა გაგანიერების დროს მიღებული მუშაობის ნამატზე ( $F_4 > F_3$ ) და დაიწყება ძრავის სიმძლავრის შემცირება.

თუ წარმოვიდგინოთ, რომ კარბურატორიანი ძრავის კუმშვის ხარისხის გადიდება წარმოებს საწვავის მუდმივი საათური ხარჯით, მაშინ ოპტიმალური კუმშვის ხარისხის დროს, ერთდროულად მიაღწევს მაქსიმუმს, როგორც ინდიკატორული სიმძლავრე, ისევე ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

### წვის კამერის ფორმის და ხანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა

წვის კამერის ფორმა და ხანთლის ადგილმდებარეობა დიდ გავლენას ახდენს ალის გაერტელების სიჩქარეზე და, მაშასადამე, ძრავის მუშაობის ხისტეზე.

მაგალითისათვის განვიხილოთ 75-ე ნახ-ზე ნაჩვენები სამი შემთხვევა.

პირველ შემთხვევაში (ა) გამოსახულია წვის კამერა, რომელიც თანდათან განიერდება. აქ სანთელი მოთავსებულია ყველაზე მეტად შევიწროებულ კვეთში. ნაპერწკლის მიწოდების შემდეგ, ღლის ფრონტის მცირე ზედაპირების გამო, ნარევი იწყებს წვას ნაწილ-ნაწილად, რის გამო, წვის პირველ პერიოდში, წნევის ზრდა მდოვარულია. ალის შემდეგი გავრცელებით წვის ინტენსივობა მატულობს, რაც წვის მეორე პერიოდში იწვევს წნევის მკვეთრ ზრდას და, ამის გამო, ძრავის ხისტ მუშაობას.

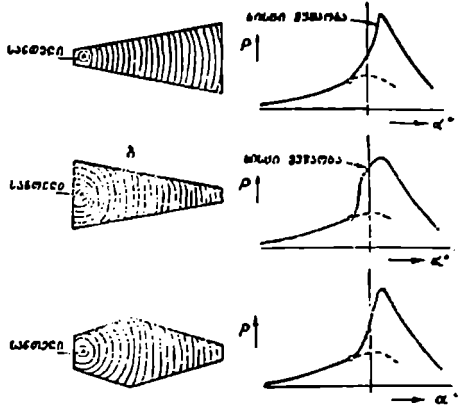
თუ ამავე კამერაში სანთელს გადავიტანთ ყველაზე მეტად გაფართოებულ ნაწილში (ნახ. 75, ბ), მაშინ სურათი შეიცვლება. აქაწნევის მკვეთრ ზრდას (რაც გამოიწვევს ძრავის ხისტ მუშაობას) მივიღებთ წვის პირველ პერიოდშივე, ხოლო წვის მეორე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იქნება.

იმ მიზნით, რომ წვის ორივე პერიოდში წნევის ზრდა მდოვრული იყოს და ძრავი მუშაობდეს რბილად, საჭიროა ზემოთ განხილული ორივე სქემის დადებითი თვისებები შევათავსოთ. ასეთ შემთხვევაში მივიღებთ კამერას, რომელიც უკვე განიერდება, ხოლო შემდეგ ვიწროვდება (ნახ. 75, გ).

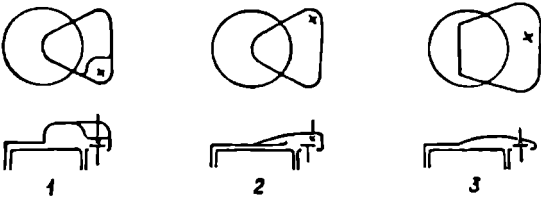
ამ პრინციპზეა აგებული 76-ე ნახ-ზე ნაჩვენები კამერები. ისინი გამოსადეგი არიან გვერდითი სარქველების მქონე ძრავებისათვის და უზრუნველყოფენ საკმარისად რბილ მუშაობას.

ძრავის მუშაობის სიხისტზე და, აგრეთვე, დეტონაციაზე ღილ გავლენას ახდენს დგუშა და ცილინდრის სახურავს შორის არსებული  $\delta$  ღრეჩო, რომელიც შეიქმნება ზედა მკედარ წერტილში დგუშის ყოფნის დროს (ნახ. 77).

ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, რომ  $\delta$  ღრეჩოს გადიდება ამცირებს ძრავის მუშაობის სიხისტეს, მაგრამ ამავე დროს მკვეთრად ზრდის მიდრეკილებას



ნახ. 75. წვის კამერის ფორმის და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა ძრავის მუშაობის სიხისტზე.



ნახ. 76. კუმშვის კამერის ტიპები, რომლებიც იძლევიან ძრავის რბილ მუშაობას.

დეტონაციისაკენ და, მაშასადამე, ამცირებს კუმშვის ხარისხის დასაშვებ სიდიდეს.

$\delta$  ღრეჩოს გადიდების დროს დეტონაციის გაძლიერება იმით აიხსნება, რომ ის დაშორებულია სანთლიდან და წარმოადგენს დეტონაციის კერას.

როცა ღრეჩო მცირეა, მაშინ, დიდი წინაღობის გამო, წნევის ტალღის გავრცელება მასში გაძნელებულია, რაც დეტონაციის შემცირების მიზეზად უნდა ჩაითვალოს.

$\delta$  ღრეჩოს შემცირების დროს ძრავის მუშაობის სიხისტის გაძლიერება უნდა მიეწეროს, კუმშვის დასასრულს ამ ღრეჩოდან ნარევის ძლიერ გამოდევნას, რაც აღიღებს წვის კამერაში აირის გრიგალურ მოძრაობას და ამით ზრდის ალის გავრცელების სიჩქარეს.

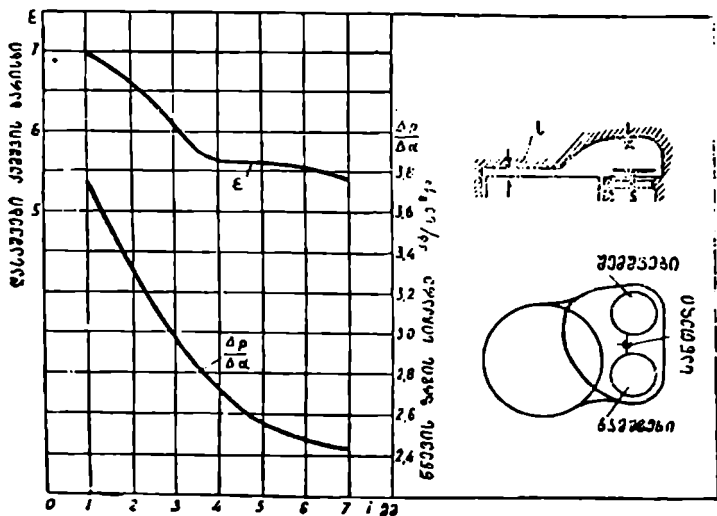
77-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარის  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$  და

კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის ცვალებადობა  $i$  ღრეჩოს სიდიდისაგან დამოკიდებულებით.

ძრავის მუშაობის სიხისტეზე დიდ გავლენას ახდენს აგრეთვე იმ კვეთის სიდიდე, რომელიც აერთებს ცილინდრის მოცულობას წვის კამერის მოცულობასთან.

დასახელებული კვეთის შემცირება ზრდის ძრავის მუშაობის სიხისტეს, რადგანაც კვეთის შემცირების დროს მასში გამავალი აირის სიჩქარე იზრდება და, მაშასადამე, ძლიერდება გრიგალური მოძრაობა წვის კამერაში, რასაც თან სდევს ალის გაერთელების სიჩქარის გაღილება და სიხისტის გაძლიერება.

78-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია წვის დროს წნევის ზრდის სიჩქარის  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$  დამოკი-



ნახ. 77.  $i$  ღრეჩოს გავლენა ძრავის მუშაობის სიხისტეზე და დეტონაციაზე.

დებულება აირის იმ სიჩქარისაგან, რომელიც მას ექნება წვის კამერისა და ცილინდრის შემაერთებელ კვეთში გავლის დროს.

დეტონაციაზე კუმშვის კამერის ფორმის გავლენის გამოსარკვევად გამოვიყენეთ რიკარდოს მიერ ჩატარებული ცდების შედეგები, რომლებიც ნაჩვენებია 79-ე ნახ-ზე.

რიკარდომ ზუსტად ერთნაირ პირობებში გამოსცადა სხვადასხვა ფორმის კამერები, რომლებიც დაყენებული იყო ცვალებადი კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავზე. ასეთი გზით მან დაადგინა კუმშვის ხარისხის ის მაქსიმალურად დასაშვები სიდიდეები, რომლებსაც უზრუნველყოფს ამა თუ იმ ფორმის კამერა.

79-ე ნახ-ზე ნაჩვენები შონაცემების მიხედვით შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი, ზოგადი ხასიათის, დასკვნები:

1. დეტონაციის თვალსაზრისით უკეთესი მაჩვენებლები აქვს კამერებს სარკველების ზედა განლაგებით. გარდა ამისა, ასეთი კამერები სარკველის გასავალი კვეთის ზრდის შესაძლებლობას იძლევიან.

ასეთმა კამერებმა ფართო გავრცელება მიიღეს სატრაქტორო, სატანკო და საავიაციო ძრავებში.

ზედა სარკველების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირება აისრუნება მათი კომპაქტურობით და, აგრეთვე, იმით, რომ სარკველების ზედა განლაგების დროს კამერა სფერულ ფორმას უახლოვდება, სადაც ალის გავრცელების მანძილი მინიმალურია.

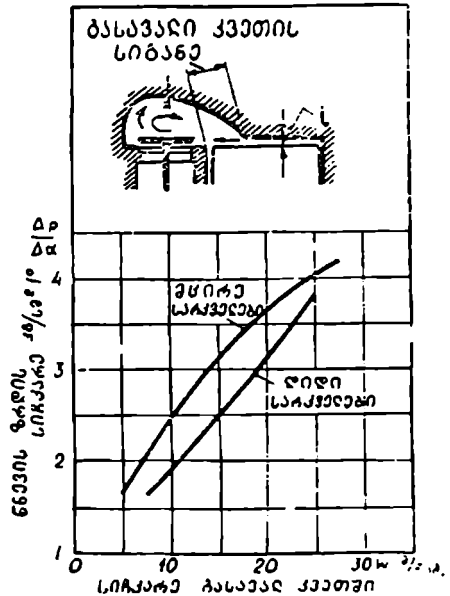
2. ქვედა სარკველების მქონე კამერებიდან უკეთეს მაჩვენებლებს იძლევა დაცდენილი კამერა (ნახ. 79, № 4), რომელმაც დიდი გავრცელება მიიღო საავტომობილო ქარბურატორიან ძრავებში. მისი უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ ზედა სარკველებთან შედარებით, ქვედა სარკველები განმანაწილებელი მექანიზმის მარტივ კონსტრუქციას იძლევა.

აღსანიშნავია, რომ ქვედა სარკველების მქონე კამერის გამოყენება დიზელის ძრავისათვის შეუძლებელია, რადგანაც სარკველებს ქვედა განლაგება არ იძლევა მაღალი კუმშვის ხარისხის განხორციელების საშუალებას.

3. ქვედა სარკველების მქონე კამერებში დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შესამცირებლად, საჭიროა, რამდენადაც ეს შესაძლებელია, შევამციროთ კამერის სიგრძე; გარდა ამისა, უნდა ვეცადოთ, რომ სანთელი მოვათავსოთ ცენტრთან და, აგრეთვე, ცხელ გამომშვებ სარკველთან ახლოს.

კამერაში ყველაზე მაღალი ტემპერატურის მქონე დეტალია გამომშვები სარკველი, რის გამოც ის ხშირად წარმოადგენს დეტონაციის ნაადრევი წარმოშობის მიზეზს.

გამომშვები სარკველის უკეთესი გავრილებისა და დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირების მიზნით, სატვირთო ავტომობილის „ЗИС—150“-ის ძრავში, რომელსაც დაცდენილი კამერა აქვს, კამერის კედელი გამომშვებ სარკველთან დაშვებულა დაბლა. კედლის მიახლოება გამომშვებ სარკველ-



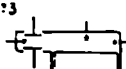

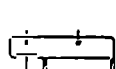
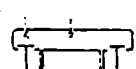


ნახ. 78. წვიის კამერის და ცილინდრის შემაერთებული კვეთის გაკლენა ძრავის მუშაობის სიხისტეზე.

თან აუმჯობესებს მის გაგრძელებას, რაც იწვევს გამომშვები სარქველის ტემპერატურის და, მაშასადამე, დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირებას.

ასეთი კამერის სქემა ნაჩვენებია შე-80 ნახ-ზე.

დიდი მნიშვნელობა აქვს, აგრეთვე იმას, თუ როგორი მიმართულებით შედის ცილინდრში საწვავი ნარევი, რადგანაც მიმართულება მნიშვნელოვან

საქონის ფორმა და სათლის ადგილმდებარეობა	შ ე ნ ი შ ე ვ ა	კვანძის ნაირსახის დასაქვავი სიღრმე
№1 	1. ერთი სათელი უანხაში.	5.4
№2 	1. ერთი სათელი უანხაში. 2. ორი სათელი ბოქვებზე 3. ერთი სათელი სარკველთან	5.4 5.2 5.0
№3 	1. ერთი სათელი უანხაში 2. ერთი სათელი სარკველთან 3. ერთი სათელი სარკველის საინჟინეროზე უანხას	4.7 4.5 4.2
№4 	ერთი სათელი სარკველთან	5.0
№5 	1. ერთი სათელი უანხაში. 2. ერთი სათელი უანხაზე სარკველთან	4.6 4.4
№6 	1. ერთი სათელი უანხაში 2. ერთი სათელი უანხაზე სარკველთან	4.6 4.2

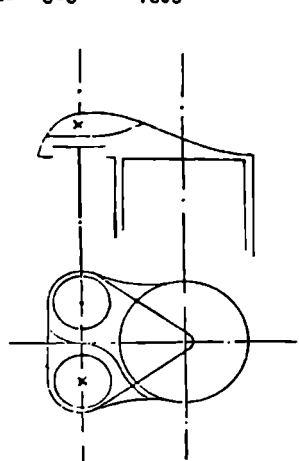
ნახ. 79. კამერის ფორმის და სათლის ადგილმდებარეობის გავლენა დეტონაციაზე.

გავლენას ახდენს ცილინდრში შექმნილ გრივალურ მოძრაობაზე და, მაშასადამე, ძრავის მუშაობაზე.

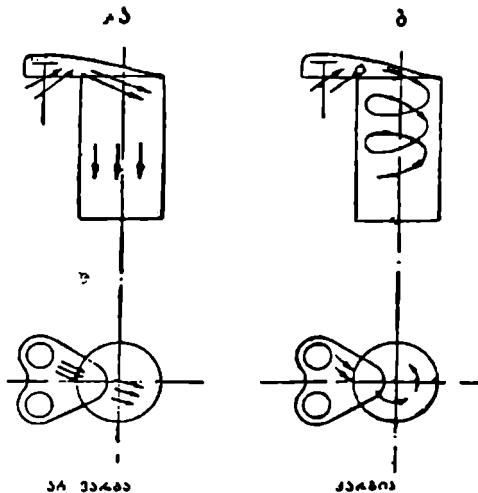
81-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ორი შემთხვევა, როდესაც შემშვები სარქველიდან შესული საწვავი ნარევი ეჯახება ცილინდრის კედელს და გრივალური მოძრაობის შექმნის საშუალებას სპობს (ა) და—როდესაც სარქველიდან შესული ნარევი ცილინდრის კედლის მხებდალ მიემართება და იღებს ბრუნვით მოძრაობას (ბ).

მეორე შემთხვევაში ძრავი უკეთესი მაჩვენებლებით იმუშავებს, რადგანაც შეწოვის დროს ცილინდრში არსებული გრივალური მოძრაობა საწვავი-

სა და ჰაერის ქარგ არევის და, მათსადამე, სამუშაო ნარევის ხარისხის გაუმჯობესებას იწვევს.



ნახ. 80. გამომშვებ სარქველთან დაშვებული კედლის შკონე კამერის სქემა.



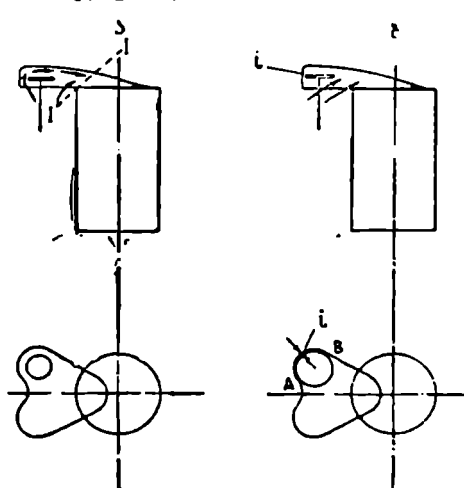
ნახ. 81. საწვავი ნარევის მოძრაობა ცილინდრში.

ექსპერიმენტით შემჩნეულია, რომ შეწოვის დროს გრიგალური მოძრაობა მნიშვნელოვნად უმჯობესდება, —! თუ... სარქველსა და კამერის გვერდით ზედაპირს შორის ღრეჩოს მინიმუმამდე შევამცირობთ.

82-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია კამერის ჩვეულებრივი კონსტრუქცია (ა) და კონსტრუქცია (ბ), სადაც  $i$  ღრეჩო სარქველსა და კამერის გვერდით ზედაპირს შორის ( $AB$  რკალზე), დაყვანილია მინიმუმამდე.

პირველ შემთხვევაში საწვავი ნარევის გამოდინება ხდება როგორც სარქველის ქვემოდან, ისე სარქველის ზემოდან. ეს ორი ნაკადი ერთმანეთს ეჯახება  $I-I$  კვეთში და იწვევს შეწოვის ნაწილობრივ დაუმხრუტებას.

მეორე შემთხვევაში, როდესაც ღრეჩო  $i$  მინიმალურია, საწვავი ნარევი გადიდებული სიჩქარით მიემართება  $A$  და  $B$  წერტილებს.

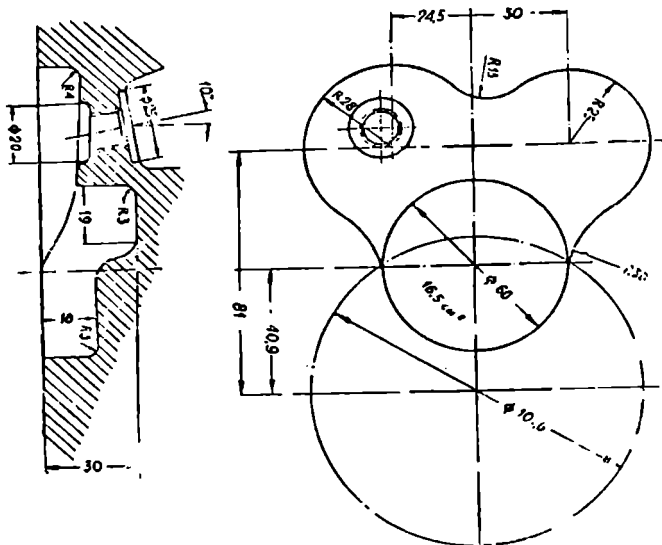


$i$  ღრეჩოს გაყვანა შეწოვის პროცესზე.



თება მხოლოდ სარქველის ქვემოდან, შედის ცილინდრში მხები მიმართულე-  
ბით და ჰქმნის ძლიერ გრიგალურ მოძრაობას.

83-ე ნახაზე ნაჩვენებია ავტორისა და დოც. ვ. კ. ბელეტკის მიერ დაპ-  
როექტებული კამერის კონსტრუქცია „3HC—120“ ძრავისათვის.



ნახ. 83. „3HC—120“-სათვის გათვალისწინებული კამერის კონსტრუქცია.

კამერაში მინიმუმამდეა დაყვანილი  $\dot{\epsilon}$  ღრეზო და უზრუნველყოფილია ცილინდრში ხაწვაევი ნარევის შეშეება მხები მიმართულებით.

### ცილინდრის ზომების გავლენა

ექსპერიმენტებით დადასტურებულია, რომ ცილინდრის გეომეტრიული ზომების (ლიტრაჟის) გადიდება დეტონაციისაკენ მიდრეკილებას ზრდის, რაც იმით აიხსნება, რომ ამ შემთხვევაში მატულობს ალის გაერკელების მანძილი და მცირდება შეკუმშული ნარევის გაგრილების ინტენსივობა.

გაგრილების ინტენსივობის შემცირება იმითაა გამოწვეული, რომ ცილინდრის ზომების მომატება აირის მოცულობის ერთეულზე მოსული გამაგრილებელი ზედაპირის შემცირებას იწვევს.

ერთ-ერთი ექსპერიმენტის დროს 0,9 ლიტრიდან 0,3 ლიტრამდე ცილინდრის მოცულობის შემცირებით შესაძლებელი გახდა კუმშვის ხარისხის გადიდება 5,4-დან 6,4-მდე.

ექსპერიმენტებმა უჩვენა აგრეთვე, რომ ცილინდრების ზომების ზრდა იწვევს ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ნაწილობრივ გადიდებას, რაც გაგრილების ინტენსივობის და, მაშასადამე, დანაკარგების შემცირებით აიხსნება.

## დგუშისა და ცილინდრების სახურავისათვის გამოყენებული მასალის გავლენა

დგუშისა და ცილინდრების სახურავებისათვის გამოყენებული მასალის სითბოს შეთვისებისა და გადაცემის უნარი დიდ გავლენას ახდენს დეტონაციაზე.

რაც უფრო ძნელად ითვისებს და ადვილად გადასცემს სითბოს ლითონი, მით უფრო ნაკლებია კამერის შიგა ზედაპირების ტემპერატურა და, შესაბამავე, ნაკლებია მიდრეკილება დეტონაციისაკენ.

ამ თვალსაზრისით, მაგალითად, თუჯთან შედარებით დიდი უპირატესობა აქვს ალუმინის შენადნობს, რადგანაც ალუმინი თუჯზე უფრო ძნელად ითვისებს, ხოლო თუჯზე უფრო ადვილად გადასცემს სითბოს; ამიტომ ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებული დგუშის ძირის ტემპერატურა 150—200°-ით ნაკლებია თუჯის დგუშთან შედარებით.

ცხადია, რომ თუ თუჯის დგუშებს შევცვლით ალუმინის დგუშებით, 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, ძრავის ეფექტური სიმძლავრისა და ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდას.

### § 3. საექსპლოატაციო ფაქტორების გავლენა ქარავის მუშაობაზე

საექსპლოატაციო ფაქტორებს მიეკუთვნება:

1. ანთების წინსწრების კუთხე;
2. საწვავი ნარევის შედგენილობა;
3. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი;
4. გაგრილების ინტენსიობა;
5. საწვავისა და ზეთის სახე;
6. ნაწვის შექმნა კამერის კედლებზე.

ყველა ეს ფაქტორი ერთი და იგივე ძრავისათვის იცვლება საექსპლოატაციო პირობებში. ქვემოთ განხილულია ცალ-ცალკე ზოგიერთი ამ ფაქტორის გავლენა კარბურატორიანი ძრავის მუშაობაზე.

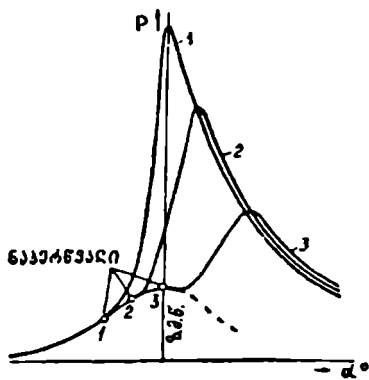
საექსპლოატაციო ფაქტორებს მიეკუთვნება, აგრეთვე, დადროსელება და ატმოსფერული პირობები. ეს საკითხები გამოტანილია ცალკე თავებად და განხილულია ქვემოთ.

#### ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა

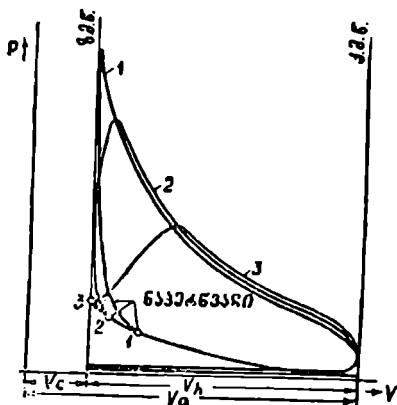
ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა ინდიკატორულ დიაგრამაზე კარგად ჩანს 84-ე და 85-ე ნახ-ზე, სადაც მოცემულია მუდმივ ბრუნთა რიცხვის დროს მთლიანი დროსელით მომუშავე ძრავიდან გადაღებული ინდიკატორული დიაგრამები (გაშლილი და აგებული *p/V* კოორდინატებში).

დიაგრამები აღებულია ანთების წინსწრების სხვადასხვა კუთხისათვის, რომელთა სიდიდე ინდიკატორულ დიაგრამაზეა დანიშნული.

ნაჩვენები ღიაგრამებიდან ჩანს, რომ ნაგვიანები ანთება ამცირებს იირის მაქსიმალურ წნევას და წნევის ზრდის სიჩქარეს თვალსაჩინო წვის პერიოდში.



ნახ. 84. ანთების წინსწრების კუთხის გაქვლენა გაშლილ ინდიკატორულ ღიაგრამაზე.



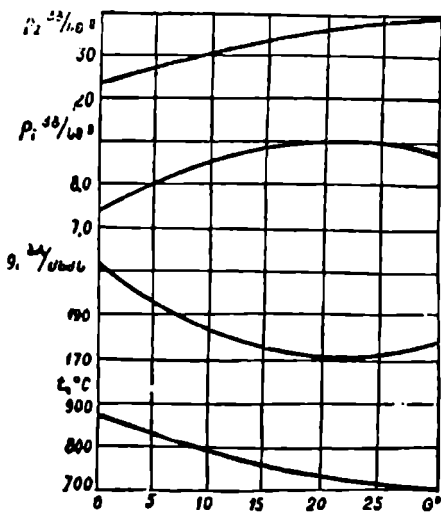
ნახ. 85. ანთების წინსწრების კუთხის გაქვლენა  $pV$  კოორდინატებში აგებულ ინდიკატორულ ღიაგრამაზე.

ეს იმით აიხსნება, რომ ნაგვიანები ანთების გამო წვა იწყება გვიან და მნიშვნელოვნად გადადის გაგანიერების ხაზზე, სადაც იმ დროს ცილინდრის მოცულობა იზრდება.

აღსანიშნავია, აგრეთვე, რომ ნაგვიანები ანთება რამდენიმედ ზრდის აირის წნევას გაგანიერების დასასრულს, რაც ძირითად, გაგანიერების ხაზზე გაძლიერებული წვის შედეგს წარმოადგენს. ამავე გარემოების მიზეზია ის, რომ ანთების წინსწრების შემცირების დროს იზრდება, როგორც ცილინდრიდან გამოდევნილი აირების, ისე გამომშვები სარქველისა და კოლექტორის ტემპერატურა.

ანთების წინსწრების კუთხეზე დიდადაა დამოკიდებული დეტონაციისაყენ მიდრეკილება. წინსწრების კუთხის გადიდება ხელს უწყობს დეტონაციის წარმოშობას.

ანთების წინსწრების კუთხეზე დიდადაა დამოკიდებული დეტონაციისაყენ მიდრეკილება. წინსწრების კუთხის გადიდება ხელს უწყობს დეტონაციის წარმოშობას.



ნახ. 86. ზოციერთი ბარამეტრის დამოკიდებულება ანთების წინსწრების კუთხეზე.

წინსწრების კუთხის ყველაზე მეტად ხელსაყრელ სიდიდეს არჩევენ იმ ანგარიშით, რომ ძრავი ყველა რეჟიმით მუშაობდეს უდეტონაციოდ და ანეთარებდეს მაქსიმალურ სიმძლავრეს.

86-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია „ГАЗ—51“ ძრავის ( $n=2100$  ბრ/წ) ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება ანთების წინსწრების კუთხისაგან.

### საწვავი ნარევის შედგენილობის გავლენა

საწვავი ნარევის შედგენილობაზე დამოკიდებულია წვის დროს სითბოს გამოყოფის ინტენსივობა და, შესაბამისად, ცილინდრში მყოფი აირის წნევა.

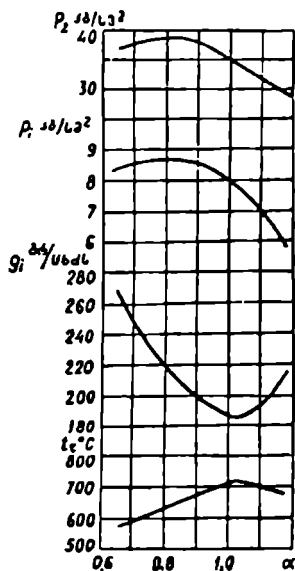
87-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია „ГАЗ—51“ ძრავის ( $n=2100$  ბრ/წ) ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება საწვავი ნარევის შედგენილობისაგან (ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისაგან).

ცდებით დადასტურებულია, რომ ნარევის შედგენილობა დიდ გავლენას ახდენს წვისა და ალის გავრცელების სიჩქარეზე. მაქსიმალური სიჩქარე მიიღება მაშინ, როცა  $\alpha=0,8 \div 0,9$ ; ერთ ან მეორე მხარეს  $\alpha$ -ს ცვლილება იწვევს როგორც წვის, ისე ალის გავრცელების სიჩქარის შემცირებას. თუ  $\alpha$  შემცირდება 0,4-ზე ქვემოთ ან გადააჭარბებს 1,4-ს, ნარევი სათანადოდ მიაღწევს თავის აალების უმაღლეს ან უდაბლეს ზღვარს და აალებას საერთოდ არ ექნება ადგილი.

ცდებით დადასტურებულია აგრეთვე, რომ კარბურატორიანი ძრავი, როგორც ეს 87-ე ნახ-ზე მოცემული მრუდებიდან ჩანს, ანეთარებს მაქსიმალურ სიმძლავრეს რამდენიმედ გამდიდრებულ ნარევით მუშაობის დროს ( $\alpha=0,8 \div 0,9$ ), ხოლო იძლევა საუკეთესო ეკონომიურობას მაშინ, როცა ის მუშაობს ოდნავ გაღარიბებული ნარევით.

სხვადასხვა შედგენილობის ნარევი მოითხოვს 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  $\alpha$ -ს ცვლილების დროს საჭიროა ანთების წინსწრების კუთხის გაზრდა.

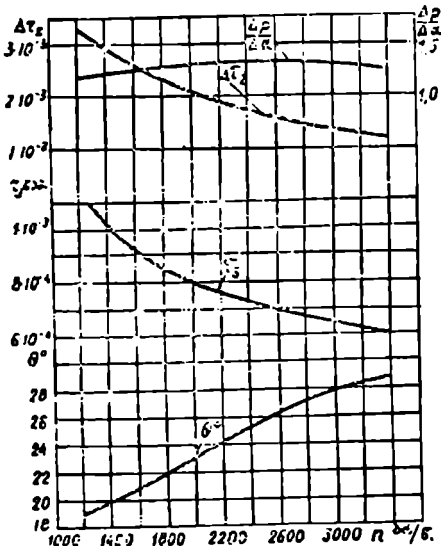
რაც შეეხება ნარევის შედგენილობის გავლენას დეტონაციაზე, უნდა აღვნიშნოთ, რომ დეტონაციისაკენ ყველაზე ძლიერ მიდრეკილებას მივიღებთ მაშინ, როცა ცილინდრში მყოფი აირის ტემპერატურა მაქსიმალური იქნება, ე. ი. როცა  $\alpha=0,9 \div 1$ .



ნახ. 87. ძრავის ზოგიერთი პარამეტრის დამოკიდებულება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისაგან.

## მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გავლენა

მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან დიდადაა დამოკიდებული ცილინდრში შექმნილი გრივალური მოძრაობის სიჩქარე; ამიტომ, ბრუნთა რიცხვის ცვალებადობა დიდ გავლენას ახდენს წვის პროცესის მიმდინარეობაზე.



ნახ. 88. ანთების წინსწრების კუთხის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვისაგან.

გაძლიერებული გრივალური 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 დეჟუშის სიჩქარის ზრდა, ცხადია, რომ ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად საჭირო გახდება ანთების წინსწრების კუთხის გადიდება.

88-ე ნახ-ზე, მაგალითისათვის, ნაჩვენებია „ГАЗ—51“ ძრავისათვის (მთლიანი დროსელით მუშაობის დროს) ანთების წინსწრების კუთხის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.

ბრუნთა რიცხვის გადიდება იწვევს დეტონაციისაკენ მიდრეკილების შემცირებას, რაც აიხსნება ერთი მხრივ—პროცესის სწრაფი მიმდინარეობით და მეორეს მხრივ—ნარჩენი აირის რაოდენობის გადიდებით, ვინაიდან ეს უკანასკნელი ამცირებს პირველადი დაენჯვის პროდუქტების შექმნის სიჩქარეს.

### თ ა ვ ი VI

## დადროსელთა მის ზავლმნა კარბუარატორიანი

### ძრავის მუშაოაჯო

#### § 1. საერთო მოსაზრებანი

##### საკითხის დაყენება

საავტოტრაქტორო კარბუარატორიანი ძრავების თანამედროვე თეორია დამუშავებულია დროსელის მთლიანი გალებისათვის; დადროსელებული ძრავისათვის ამ თეორიის გამოყენებას მიეყვება არასწორ და, ზოგ შემთხვევაში, დამახინჯებულ შედეგამდე.

მაგალითად, თუ  $p_a$ -ს ან  $p_e$ -ს მივიღებთ როგორც დადროსელების ხა-  
რისხის მაჩვენებელ პარამეტრს და ჩავატარებთ გაანგარიშებას ჩვეულებრივი  
ფორმულების მიხედვით, მაშინ გამოვა, რომ დადროსელების ზრდასთან ერ-  
თად ნარევის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს მატულობს.

გამოკვლევამ გვიჩვენა, რომ ასეთი შედეგი არ არის სწორი და რომ  
სინამდვილეში, დადროსელების ზრდასთან ერთად აირის ტემპერატურა კუმ-  
შვის დასასრულს კლებულობს.

ხსენებული ტემპერატურის შესახებ არასწორი მსჯელობა ამახინჯებს  
დადროსელებული ძრავის მუშაობის პირობების შესწავლას და ამწელებს იმ  
ლონისძიებების დასახებას, რომლებიც აუმჯობესებენ მცირე დატვირთვით  
ძრავის მუშაობას.

შექმნილი გარემოების მიზეზი იმაში მდგომარეობს, რომ ძრავების საერ-  
თო თეორიაში მოცემული ფორმულები გამოყვანილია სითბოს ბალანსის სა-  
ფუძველზე, რომელსაც შემდეგი სახე აქვს (ნახ. 89).

$$Q_a = Q_r + Q_e. \quad (164)$$

ადვილი წარმოსადგენია, რომ ასეთი ბალანსი მართებულია მხოლოდ იმ  
პირობისათვის, როცა  $p_r = p_a = 1$ ; წინააღმდეგ შემთხვევაში ბალანსმა უნდა  
მიიღოს სრულიად განსხვავებული  
სახე.

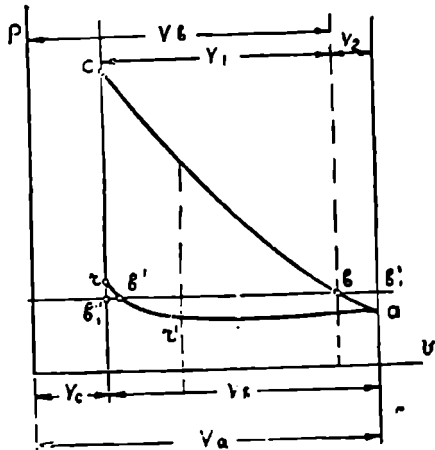
დროსელის მთლიანი გალებისათ-  
ვის  $p_r = p_a = 1$  პირობიდან გადახ-  
რა არა დიდი, რის გამო ცდომი-  
ლებებიც მცირე და დასაშვებია.  
დადროსელებული ძრავისათვის  
ხსენებული პირობიდან გადახრა  
მნიშვნელოვანია, რის გამო ცდო-  
მილებები იზრდება და შედეგი  
არ გამოდის სწორი.

ცხადია, რომ რაც უფრო მე-  
ტად იქნება ძრავი დადროსელე-  
ბული, მით უფრო დიდი იქნება  
ცდომილება და მით უფრო არა-  
ზუსტი გამოვა გამოთვლის შე-  
დეგი.

ამრიგად, დადროსელებული  
ძრავის თეორიის აუგებისათვის, პირველ რიგში, საჭირო ყოფილა ცილინდრის  
შეესებისათვის სითბოს სწორი ბალანსის შედგენა.

ასეთ ბალანსს ექნება შემდეგნაირი სახე:

$$\begin{aligned}
 U_a = & U_o + A p_o V_a \gamma_c + A \frac{c_1^2}{2g} - A p_a V_a - A \frac{c_2^2}{2g} + U_T + \Delta Q + \\
 & + U_r - A \frac{p_r V_c - p_a V_r}{n-1}, \quad (165)
 \end{aligned}$$



ნახ. 89. შეწოვისა და კუმშვის პროცესები.

სადაც:  $U_a$  — სამუშაო ნარევის შინაგანი ენერგიაა ქვედა მკვდარ წერტილში;  
 $U_b$  — შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში შემავალი ჰაერის შინაგანი ენერგიაა საწყის მდგომარეობაში;  
 $A p_a V_a \eta$  — შევსების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში შემავალი ჰაერის მიწოდების მუშაობის ეკვივალენტური სითბო;  
 $c_1$  და  $c_2$  — აირის სიჩქარე პროცესის დასაწყისში და პროცესის დასასრულს;

$A \frac{c_1^2}{2g}$  — საწყის მდგომარეობაში აირის კინეტიკური ენერგიის ეკვივალენტური სითბო;

$A p_a V_a$  — პროცესის განმავლობაში აირის მიერ შესრულებული მუშაობის ეკვივალენტური სითბო;

$A \frac{c_2^2}{2g}$  — პროცესის დასასრულს აირის კინეტიკური ენერგიის ეკვივალენტური სითბო;

$U_T$  — ცილინდრში მოხვედრილი საწვავის შინაგანი ენერგია;

$\Delta Q$  — შეთბობის სითბო;

$U_r$  — ნარჩენი აირების შინაგანი ენერგია;

$A \frac{p_r V_a - p_a V_r}{n-1} - r$  წერტილიდან  $r'$  წერტილამდე (ნახ. 89) ნარჩენი აირის გაგანიერების მუშაობის ეკვივალენტური სითბო.

(165) ტოლობა შედგენილია ისე, როგორც ეს გააკეთა პროფესორმა მ. მ. მასლენიკოვმა იმ განსხვავებით, რომ აქ დამატებულია უკანასკნელი წევრი  $A \frac{p_r V_a - p_a V_r}{n-1}$ , რომელიც ითვალისწინებს  $p_r$ -დან  $p_a$  წნევამდე ნარჩენი აირის გაგანიერების გამო მისი შინაგანი ენერგიის შემცირებას.

თუ სითბოს ბალანსთან ერთად დავწერთ აირების რაოდენობრივ ბალანსს.

$$G_a = G_r + G_0, \quad (166)$$

მაშინ, მათი ერთობლივი ამოხსნით, შესაძლებელი გახდება  $a$  წერტილის (ნახ. 89) პარამეტრების გამოაშვარიშება. მაგრამ, ასეთი გზით მიღებული ფორმულები დიდია და უხერხული პრაქტიკული გამოყენებისათვის.

უკეთეს შედეგს მივალწევთ თუ შევსების ბოლო წერტილად მივიღებთ არა  $a$  წერტილს (ნახ. 89), როგორც ეს მიღებულია ჩვეულებრივ, არამედ  $b$  წერტილს, რომელიც წარმოადგენს კუმშვისა და ატმოსფერული ხაზების გადაკვეთას.

ასეთი პირობის მიხედვით შევსების პროცესისათვის ენერგიის ბალანსი შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$i_a = i_b + i_{\text{შ}} + \Delta Q + U_T + A \frac{c_1^2}{2g} - A \frac{c_2^2}{2g}, \quad (167)$$

სადაც:  $i_a$  — აირის სითბო შემცველობა (ენტალპია)  $b$  წერტილში;

$i_0$  — შეესების პროცესის განმავლობაში ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის სითბოშემცველობა:

$i_b$  — ნარჩენი აირების სითბოშემცველობა  $b'$  წერტილში.

შედგენილი ბალანსის დასაბუთება კარგად შეიძლება ლოგიკური მსჯელობის საფუძველზე; მისი გამოყვანა შეიძლება აგრეთვე, თუ დაეწერთ ენერჯიის ბალანსს (165) განტოლების სახით და მხედველობაში მივიღებთ, რომ:

$$i_b = u_b + A p_b V' \quad (168)$$

$$i_0 = u_0 + A p_0 V_0 \eta_0 \quad (169)$$

$$\text{და } i_{r_0} = u_{r_0} + A p_r V_r' \quad (170)$$

პროფ. მ. მ. მისლენიკოვის დაშვებით აირის სიჩქარე  $a$  წერტილში  $c_2 = 0$ ; ასეთი დაშვება უფრო მართებულია  $b$  წერტილისათვის.

გარდა ამისა, შეიძლება მივიღოთ, რომ  $c_1 = 0$ .

თუ გავითვალისწინებთ ზემოაღნიშნულს და სიმცირობის გამო მხედველობაში არ მივიღებთ საწვავის შინაგან ენერჯიას ( $U_x$ ), შევსების პროცესისათვის სითბოს ბალანსი შეიძლება დაიწეროს შემდეგ საბოლოო სახით:

$$i_b = i_0 + \Delta Q + i_{r_0}. \quad (171)$$

ამრიგად:  $b$  წერტილში აირის სითბოშემცველობა უდრის ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის სითბოშემცველობის, შეთბობის სითბოსა და  $b'$  წერტილში ნარჩენი აირების სითბოშემცველობის ჯამს.

შიღებული ტოლობა ქვემოთ გამოყენებულია დადროსელებული ძრავის პარამეტრების გაანგარიშებისათვის.

#### დაყვანილი კუმშვის ხარისხი და დადროსელების კოეფიციენტი

დადროსელების ამსახველი ფორმულების გამოსაყვანად საჭიროა წინასწარ შევირჩიოთ მოხერხებული კოეფიციენტი, რომელიც გამოსახავს ძრავის დადროსელების ხარისხს.

დადროსელების ხარისხის შესახებ შეიძლება ვიმსჯელოთ კუმშვისა და ატმოსფერული ხაზების გადაკვეთის  $b$  წერტილის მდებარეობის მიხედვით, რადგანაც  $b$  წერტილის ყოველ მდებარეობას შეესაბამება ცილინდრის მოცულობითი შეესების განსაზღვრული სიღიღე და, მაშასადამე, დადროსელების განსაზღვრული ხარისხი. ადვილი წარმოსადგენია, რომ დადროსელების ზრდასთან ერთად  $b$  წერტილი გადაინაცვლებს მარცხნივ.

ნათქვამის საფუძველზე, ძრავის დადროსელების ხარისხის მაჩვენებელ პარამეტრად შეიძლება მივიღოთ „დაყვანილი კუმშვის ხარისხი“, რომელსაც შემდეგი გამოსახულება აქვს (ნახ. 89):

$$\epsilon_1 = \frac{V_b}{V_0}. \quad (172)$$

დადროსელების ხარისხზე აგრეთვე შეიძლება ვიმსჯელოთ შეფარდებით (ნახ. 89):



$$k = \frac{V_2}{V_1}, \quad (173)$$

რომელსაც შემდეგში დადროსელების კოეფიციენტს ვუწოდებთ.

იდეალური შემთხვევისათვის, როდესაც არ უნდა არსებობდეს დადროსელება,  $b$  წერტილი გადაადგილდება  $b'$ , წერტილში და  $k=0$ ; დადროსელების ზრდით  $b$  წერტილი უახლოვდება  $b_1'$  წერტილს და „სრული“ დადროსელების დროს (მაგალითად, როდესაც ბრუნთა რიცხვი  $n=1$ ) შეუთავსდება მას; ამ დროს  $k=1$ .

ამრიგად დადროსელების კოეფიციენტი თეორიულად შეიძლება იცვლებოდეს 0-დან ერთამდე.

თუ (172) და (173) ტოლობებს ერთმანეთს დავუპირისპირებთ და გავიხსენებთ, რომ  $V_1 = V_2 - V_3$ , მივიღებთ დაყვანილ კუმშვის ხარისხსა და დადროსელების კოეფიციენტს შორის დამოკიდებულებას:

$$e' = e - k(e - 1), \quad (174)$$

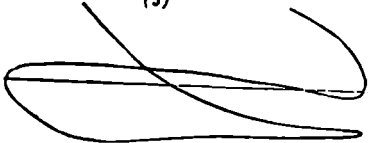
სადაც  $e$  — ძრავის კუმშვის ხარისხია.

იდეალური შემთხვევისათვის, როდესაც  $k=0$ , გვექნება:

$$e' = e.$$

აღვილად შეიძლება, აგრეთვე, დავამყაროთ კავშირი დადროსელების კოეფიციენტსა და შეწოვის წნევას შორის. ამ მიზნით დავწეროთ:

ნ.0.054  
(ა)



$$p_2 e'^n = p_1 e_1^n = [e - k(e - 1)]^n.$$

საიდანაც:

$$p_2 = \left(\frac{e_1}{e}\right)^n = \left[1 - \frac{k(e - 1)}{e}\right]^n \quad (175)$$

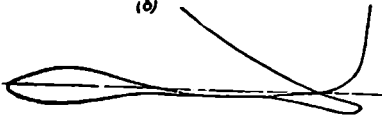
სადაც:  $n_3$  — კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელია.

განსაზღვრული რეჟიმით მომუშავე ძრავისათვის დადროსელების კოეფიციენტი შეიძლება გამოვარკვეოთ ინდიკატორული დიაგრამის ან ექსპერიმენტულად მიღებული შევსების კოეფიციენტის მიხედვით.

დადროსელებისა და შევსების კოეფიციენტებს შორის დამოკიდებულება მოცემულია ქვემოთ.

90-ე ნახ.ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია „ЗНС-5“ ძრავისაგან სუსტი ზამბარით აღებული სამი ინდიკატორული დიაგრამა. პირველი მათგანი (ა) შეესაბამება ძრავის მუშაობას უქმი

ნ.0.0.11  
(ბ)



ნ.0.0.062  
(გ)



ნახ. 90. სუსტი ზამბარით აღებული ინდიკატორული დიაგრამები

სვლით და იძლევა  $[k=0,54$  (ან  $\epsilon_1=2,22$ ), მეორე დიაგრამა (ბ) აღებულია დროსელის საშუალო მდგომარეობისათვის და იძლევა  $k=0,11$  (ან  $\epsilon_1=4,2$ ); ხოლო მესამე დიაგრამა (გ) გამოსახავს ძრავის მუშაობას მთლიანი დროსელით და გვაძლევს  $k=0,062$  (ან  $\epsilon_1=4,4$ ).

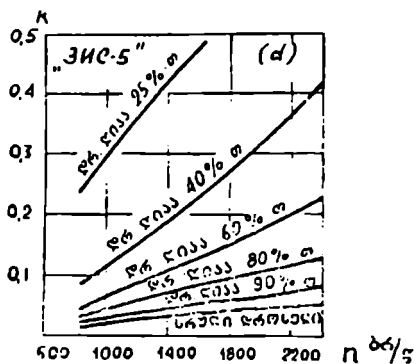
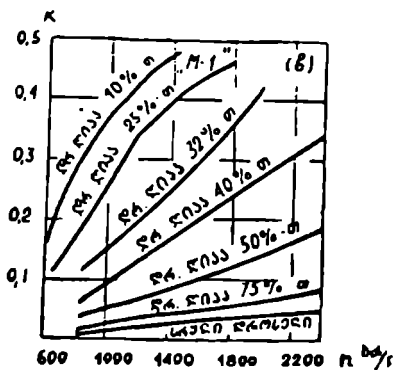
სამეფე დიაგრამა აღებულია ბრუნთა რიცხვისათვის  $n=1600$  ბრ/წ.

91-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია დადროსელების კოეფიციენტის მნიშვნელობები, „M-1“ და „3HC-5“ ძრავების მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმისათვის.

მრუდები აგებულია ინდიკატორული დიაგრამების საფუძველზე, რომლებიც აღებული იყო მუხლა ლილვის ყოველი 200 ბრუნვის შემდეგ, დროსელის სხვადასხვა გაღებისათვის.

ნაჩვენებ დიაგრამებზე დროსელის გაღება აღრიცხულია მთლიანი გაღების %%-ში.

ძრავის მუშაობისას მთლიანი დროსელით და მინიმალურ ბრუნთა რიცხვით მიიღწევა დადროსელების კოეფიციენტის უმცირესი სიდიდე ( $k_{min}$ ). დადროსელების კოეფიციენტის მაქსიმალურ სიდიდეს ( $k_{max}$ ) მივიღებთ მაშინ, როდესაც ძრავი იმუშავებს უქმი სვლით.



ნახ. 91. დადროსელების კოეფიციენტის ცვალებადობის მრუდები.

## § 2. შიშისი პარამეტრი

### მიღებული პარამეტრი

ჩვეულებრივ თვლიან, რომ შევსების პროცესი მთავრდება ქვედა მკედარ წერტილში, ე. ი. ა წერტილში (ნახ. 89).

დადროსელებული ძრავის ნამდვილი ციკლის განხილვისათვის უფრო მიზანშეწონილია, რომ შევსების ბოლო წერტილად მივიღოთ ბ წერტილი (ნახ. 89), რომელიც ეთანადება კუმშვისა და ატმოსფერული ჰაზების გადაკვეთას.

ამ შემთხვევაში წნევა შევსების დასასრულს ანუ კუმშვის დასაწყისში მუდამ ატმოსფერული წნევის ტოლი იქნება.

ქვემოთყვანილ ყველა გაანგარიშებაში  $\epsilon$  წერტილი განხილულია როგორც შევსების ბოლო და კუმშვის საწყისი წერტილი.

### შევსების კოეფიციენტი

როდესაც ღვეში  $\epsilon$  წერტილის შესაბამის მდგომარეობაშია (ნახ. 89), ცილინდრში იმყოფება ნარჩენი აირი და საწვავი ნარევი, რომელთა მოცულობაა  $V_c$  და ტემპერატურა  $T_c$ .

თუ ნარჩენ აირებს  $T_r$  ტემპერატურისა და  $p_r$  წნევის დროს დაკავებული ჰქონდათ მოცულობა  $V_r$ , მაშინ  $T_c$  ტემპერატურისა და  $p_c=1$  წნევის დროს უნდა დაიკავონ მოცულობა:

$$V_c' = \frac{p_r V_c T_c}{T_r}, \quad (176)$$

ხოლო ახლად შეწოვილი ნარევის მოცულობა იქნება:

$$V = V_c - V_c' = V_c - \frac{p_r V_c T_c}{T_r}. \quad (177)$$

$V$  მოცულობის შეფარდება ცილინდრის სამუშაო მოცულობასთან გამოსახავს მოცულობითი შევსების კოეფიციენტის სიდიდეს:

$$\eta_c' = \frac{V}{V_h} = \frac{V_c}{V_h} - \frac{p_r V_c T_c}{T_r V_h}.$$

იმის გამო, რომ:

$$V_c = V_c \epsilon_1 \quad \text{და} \quad \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1},$$

შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_c' = \frac{\epsilon_1}{\epsilon - 1} - \frac{p_r T_c}{T_r (\epsilon - 1)}$$

ან

$$\eta_c' = \frac{1}{\epsilon - 1} \left[ \epsilon_1 - p_r \frac{T_c}{T_r} \right]. \quad (178)$$

იდეალური შემთხვევისათვის

$$\epsilon' = \epsilon, \quad p_r = 1 \quad \text{და}$$

$$\eta_c' = \frac{1}{\epsilon - 1} \left[ \epsilon - \frac{T_c}{T_r} \right].$$

რადგანაც მუდამ  $\frac{T_c}{T_r} < 1$ , ამიტომ ისეთი შემთხვევისათვის როდესაც არ არსებობს დადროსილება მოცულობითი შევსების კოეფიციენტი, ერთზე მეტი იქნება. ეს ასეც უნდა იყოს, ვინაიდან ატმოსფერული წნევისა და  $T_c$  156

ტემპერატურის დროს ნარჩენი აირები იკავებენ  $V_2$ -ზე ნაკლებ მოცულობას და, მაშასადამე, ახლად შეწოვილი ნარევი დაიკავებს  $V_1$ -ზე მეტ მოცულობას.

როგორც ცნობილია, ნამდვილი შეესების კოეფიციენტი (ან პირდაპირ— შეესების კოეფიციენტი) ეწოდება ცილინდრში ნამდვილად მოხვედრილი საწვავი ნარევის წონის შეფარდებას იმ ნარევის წონასთან, რომელიც მოთავსდებოდა ცილინდრის სამუშაო მოცულობაში გარემო პირობების დროს.

ამის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_0 = \frac{V \gamma_2}{V_1 \gamma_0} = \eta_0' \frac{\gamma_2}{\gamma_0} = \eta_0' \frac{T_0}{T_2},$$

სადაც:  $\gamma_2$  — წერტილში ნარევის სიმკვრივეა;

$\gamma_0$  — ნარევის სიმკვრივე ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში.

დაწერილ ტოლობაში (178) ტოლობის მიხედვით  $\eta_0'$ -ს გამოსახულების შეტანით მივიღებთ:

$$\eta_0 = \frac{T_0}{T_2 (\epsilon - 1)} \left[ \epsilon_1 - \rho_r \frac{T_2}{T_r} \right]. \quad (179)$$

იდეალური ციკლისათვის გვექნება:

$$\epsilon_1 = \epsilon, \quad \rho_r = 1 \quad \text{და} \quad T_2 - T_0 = \frac{T_0}{1 - \frac{T_r - T_0}{\epsilon T_r}},$$

რომელთა ჩასმა (179) ტოლობაში, როგორც ეს მოსალოდნელია, გვაძლევს:

$$\eta_0 = 1.$$

შეესების კოეფიციენტი შეიძლება, აგრეთვე, განისაზღვროს შეესების პროცესისათვის შედგენილი სითბოს ბალანსის საფუძველზე.

როგორც ნაჩვენებია იყო, სითბოს ბალანსს აქვს შემდეგი სახე:

$$i_2 = i_0 + \Delta Q + i_2'.$$

თუ აღვნიშნავთ, რომ:

$G_2$  — წერტილში აირის რაოდენობაა;

$G_0$  — შეესების განმავლობაში ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის რაოდენობა;

$G_r$  — ნარჩენი აირების რაოდენობა,

მაშინ შეიძლება დავწეროთ:

$$i_2 = G_2 c_{p2} T_2 = \frac{\rho_2 V_2}{R_0 T_2} \epsilon_{p2} T_2 = \frac{V_2}{R_0} \epsilon_{p2}$$

$$i_0 = G_0 c_{p0} T_0 = \frac{\rho_0 V_0 \eta_0}{R_0 T_0} \epsilon_{p0} T_0 = \frac{\rho_0 V_0 \eta_0}{R_0} \epsilon_{p0}$$

$$\Delta Q = G_r c_{p0} \Delta T = \frac{\rho_0 V_0 \eta_0}{R_0 T_0} \epsilon_{p0} \Delta T,$$

$$i_{rb}' = G_r e_{pr} T_{rb}' = \frac{\rho_b' V_b'}{R_r T_{rb}'} e_{pr} T_{rb}' = \frac{V_b'}{R_r} e_{pr}$$

მიღებული განტოლებების შეტანა სითბოს ბალანსში, მოგვცემს:

$$\frac{V_b c_{pb}}{R_b} = \frac{\rho_0 V_h \eta_0}{R_0 T_0} c_{p0} T_0 + \frac{\rho_0 V_h \eta_0'}{R_0 T_0} c_{p0} \Delta T + \frac{V_b'}{R_r} c_{pr}$$

თუ მივიღებთ  $T_0' = T_0 + \Delta T$  და დავეშვებთ, რომ:

$$\frac{c_{pb}}{R_b} = \frac{c_{p0}}{R_0} = \frac{c_{pr}}{R_r},$$

მივიღებთ:

$$V_b = \rho_0 V_h \eta_0 \frac{T_0'}{T_0} + V_b', \quad (180)$$

სადაც:  $V_b'$  —  $b'$  წერტილში ნარჩენი აირების მოცულობაა.

მოცულობა  $V_b'$  შეიძლება გამოეთვალათ ტოლობიდან:

$$\frac{\rho_r V_a}{T_r} = \frac{\rho_b' V_b'}{T_b'}$$

საიდანაც:

$$V_b' = \frac{\rho_r V_a T_b'}{T_r} \quad (181)$$

$b'$  წერტილში ნარჩენი აირების ტემპერატურა

$$T_b' = T_r \frac{1}{\frac{\mu - 1}{\rho_r \mu}} \quad (182)$$

სადაც:  $\mu$  — ნარჩენი აირების გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებელია.

პროფ. ი. მ. ლენინი გვირჩევს მივიღოთ  $\mu = 1,33$ .

$T_b'$  ტემპერატურის შეტანა (181) ტოლობაში, მოგვცემს.

$$V_b = V_c \rho_r^{1/\mu} = \varphi V_c$$

თანამედროვე ძრავებისათვის შეიძლება მივიღოთ  $\varphi = 1,12 + 1,18$  (იდეალური შემთხვევისათვის  $\varphi = 1$ ).

ამრიგად, შევსების პროცესისათვის სითბოს ბალანსი შეიძლება გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$V_b = \rho_0 V_h \eta_0 \frac{T_0'}{T_0} + \varphi V_c$$

მიღებული განტოლების გაყოფა  $V_c$ -ზე, მოგვცემს:

$$\varepsilon_1 = \rho_0 (\varepsilon - 1) \eta_0 \frac{T_0'}{T_0} + \varphi \quad (183 \text{ ა})$$

საიდანაც:

$$\eta_1 = \frac{\varepsilon_1 - \varphi}{\rho_0(\varepsilon - 1) \frac{T_0'}{T_0}} \quad (183)$$

გამოყვანილი ფორმულები (179) და (183), ძრავის ნებისმიერი დადროს სელებისათვის შეესებებს კოეფიციენტის გამოთვლის საშუალებას იძლევა.

ამ ფორმულებში დადროსელების სიდიდე განსაზღვრულია მიყვანილი კუმშვის ხარისხით ( $\varepsilon_1$ ). თუ დადროსელების სიდიდეს გამოვსახავთ დადროსელების ( $k$ ) კოეფიციენტის საშუალებით და გავიხსენებთ, რომ  $\varepsilon' = [\varepsilon - k(\varepsilon - 1)]$ , მაშინ ფორმულები შეესებებს კოეფიციენტისათვის გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$\eta_0 = \frac{T_0}{T_0(\varepsilon - 1)} \left[ \varepsilon - k(\varepsilon - 1) - \frac{\rho_r T_0}{T_r} \right] \quad (184)$$

და

$$\eta_r = \frac{[\varepsilon - k(\varepsilon - 1)] - \varphi}{\rho_0(\varepsilon - 1) \frac{T_0'}{T_0}} \quad (185)$$

საყურადღებოა, რომ მოყვანილი ფორმულებით შეიძლება გამოითვლოს დადროსელების კოეფიციენტი იმ შემთხვევაში, თუ ექსპერიმენტულად განსაზღვრულია ძრავის შეესებებს კოეფიციენტი.

აღსანიშნავია ის გარემოებაც, რომ ამ ფორმულებით, შეიძლება ავრეთვე შეესებებს კოეფიციენტის განსაზღვრა ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით.

### აირის ტემპერატურა შეესებებს ბოლოს

(179) და (183) ან (184) და (185) განტოლებების ერთობლივი ამოხსნით შესაძლებელია შეესებებს დასასრულს საშუალო ნარევის ტემპერატურის გამოანგარიშება.

მართლაც, (179) განტოლებიდან გვაქვს:

$$T_0 = \frac{\varepsilon_1 T_0 T_r}{\eta_0 T_r (\varepsilon - 1) + \rho_r T_0},$$

რომელშიაც  $\eta_0$ -ს მნიშვნელობის შეტანა (183) ფორმულის მიხედვით გვაძლევს:

$$T_0 = \frac{\varepsilon_1 T_r \rho_0 T_0'}{\varepsilon_1 T_r - \varphi T_r + \rho_r \rho_0 T_0'} \quad (186)$$

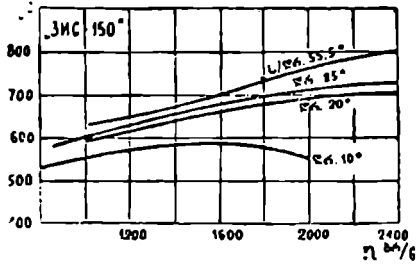
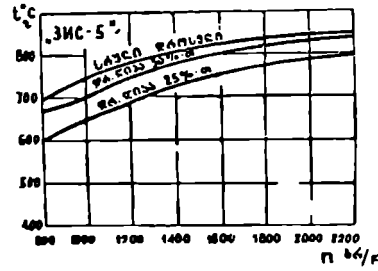
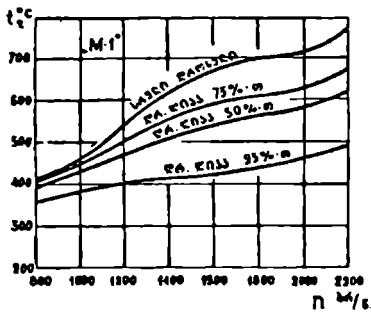
ან

$$T_0 = \frac{[\varepsilon - k(\varepsilon - 1)] T_r \rho_0 T_0'}{[\varepsilon - k(\varepsilon - 1)] T_r - \varphi T_r + \rho_r \rho_0 T_0'}. \quad (187)$$

თუ ექსპერიმენტულად განვსაზღვრავთ  $\rho_r$ ,  $T_r$  და  $T_0'$  სიდიდეს ან შევიჩვენებთ მათ, მაშინ (186) ან (187) ტოლობის დახმარებით შეიძლება გამოვთ-

თვალთ დადროსელების მოცემული ხარისხისათვის ნარევის ტემპერატურა შეწოვის დასასრულს.

92-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია დროსელის სხვადასხვა ვალებისათვის „M-1“, „3HC-5“ და „3HC-120“ ძრავების ნარჩენი აირების  $p_r$  ტემპერატურის დამოკიდებულება მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვისაგან.



ნახ. 92.  $p_r$ -ის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვისაგან.

„M-1“ და „3HC-5“ ძრავებისათვის დროსელის ვალება აღრიცხულია გასავალი კვეთის მიხედვით, რომელიც აღებულია პროცენტობით მთლიანი ვალებიდან, — ხოლო „3HC-120“ ძრავისათვის საწყისი მდგომარეობიდან მობრუნების გრადუსებით.

ნარჩენი აირების  $p_r$  წნევა, როგორც ცნობილია, იზრდება ბრუნთა რიცხვის ზრდასთან ერთად; რაც შეეხება სადროსელო მისაფარის მდგომარეობისაგან დამოკიდებულებით  $p_r$ -ის ცვალებადობას, — მცირე დროსელზე აირის რაოდენობისა და, მაშასადამე, გამოდენის სიჩქარის შემცირების გამო, უნდა მოველოდეთ მის შესამჩნევ შემცირებას.

მიუხედავად ამისა, ცდებმა გვიჩვენეს, რომ დროსელის მიხურვის დროს „M-1“ და „3HC 5“ ძრავებისათვის  $p_r$ -ის მნიშვნელოვანი შემცირება არ ხდება.

ამის მიზეზი ისაა, რომ ხსენებულ ძრავებში, დროსელის მიხურვასთან ერთად, ნამუშევარი აირების რხევითი მოძრაობის ხასიათის შეცვლის გამო, მატულობს გამომშვებ მილში მიღებული ის წნევა, რომელიც ეთანადება გამომშვები სარქველის ჩაქეტვის მომენტს. ეს გარემოება ამუხრუქებს ცილინდრის გამოწმენდის პროცესს და იწვევს  $p_r$ -ის ზრდას.

ნათქვამის საფუძველზე, „M-1“-ის და „3HC-5“ ის ტიპის ძრავებისათვის შეიძლება დაგუშვათ, რომ ნარჩენი აირის წნევა დადროსელებისაგან არაა დამოკიდებული.

დადროსელების დროს ნარჩენი აირების  $p_r$  წნევის მნიშვნელოვანი შემცირება მიღებული იყო ერთცილინდრიანი ძრავის გამოცდის დროს (ნახ. 93), რაც იმით იხსნება, რომ ამ ძრავში დროსელის მიხურვის დროს აირების

რხევეთი მოძრაობა იცვლება ცილინდრის გაწმენდისათვის ხელსაყრელი მიმართულებით და გამომშვები სარკველის ჩაქეტვის მომენტის შესაბამისი წნევა გამომშვებ მილში ნაკლები გამოდის.

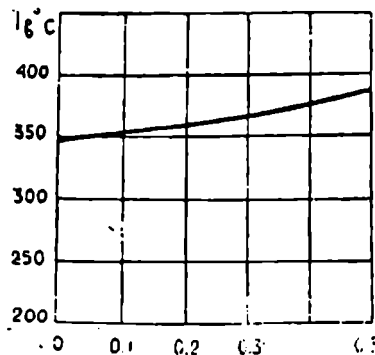
შემჩნეულია, რომ შეთბობის  $\Delta t$  სიდიდე რამდენიმედ მცირდება ბრუნთა რიცხვის გადიდებით და თითქმის არ იცვლება დადროსელების შეცვლით. მისი მიახლოებითი გამოთვლისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ემპირიული ტოლობა:

$$\Delta t = 42 - 0,006 \cdot n, \quad (188)$$

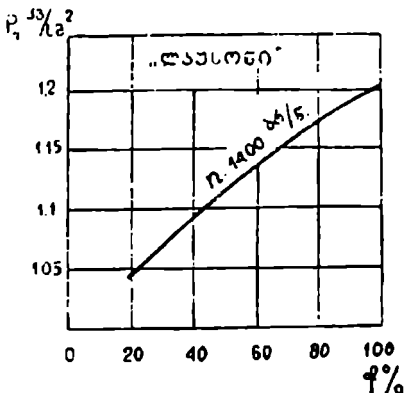
სადაც:  $n$  — ძრავის ბრუნთა რიცხვია.

თუ როგორ შედეგს იძლევა  $T_r$ -ისა და  $p_r$ -ის არასწორი შერჩევა, შეიძლება დაინახოთ შემდეგი მაგალითიდან.  $T_r$ -ის შერჩევის დროს დაშვებული ცდომილება  $100^\circ$ -ით შევსების დასასრულს აირის ტემპერატურას, საშუალოდ, სცვლის  $1,5\%$ -ით — ხოლო  $p_r$ -ის შერჩევის დროს დაშვებული ცდომილება  $0,1$  კგ/სმ<sup>2</sup>-ით იგივე ტემპერატურას სცვლის  $1-1,2\%$ -ით.

94-ე ნახ-ზე, მაგალითისათვის ნაჩვენებია „ЗИС—5“ ძრავისათვის შევსების დასასრულს აირის  $T_a$  ტემპერატურის დამოკიდებულება დადროსელების კოეფიციენტისაგან.



ნახ. 94.  $T_a$ -ს დამოკიდებულება დადროსელებისაგან (ძრავი — „ЗИС—5“  $n=1400$  ბრ/წ).



ნახ. 93.  $p_r$ -ის ცვალებადობა ერთცილინდრიან ძრავისათვის.

როგორც ნახაზიდან ჩანს, შევსების დასასრულს აირის ტემპერატურა დადროსელების დროს რამდენიმედ მატულობს, რაც იმით აიხსნება, რომ დადროსელების გამო იზრდება ცხელი ნარჩენი აირების პროცენტული რაოდენობა.

### ნარჩენი აირების კოეფიციენტი

ნარჩენი აირების კოეფიციენტისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{\text{ნარ}}} = \frac{p_r V_c}{848 T_r} : \frac{p_0 V_a \eta_0}{848 T_0} = \frac{p_r V_c T_0}{p_0 V_a \eta_0 T_r}$$

თუ მიღებულ ტოლობაში ჩავსვამთ  $\eta_0$ -ს გამოსახულებას (179) ფორმულის მიხედვით, გექნება:



$$\gamma = \frac{\rho_r V_c T_0}{\rho_0 V_h \frac{T_0}{T_b(\varepsilon - 1)} \left[ \varepsilon_1 - \rho_r \frac{T_b}{T_r} \right] T_r} = \frac{\rho_r T_b}{\rho_0 \left[ \varepsilon_1 - \rho_r \frac{T_b}{T_r} \right] T_r}, \quad (189)$$

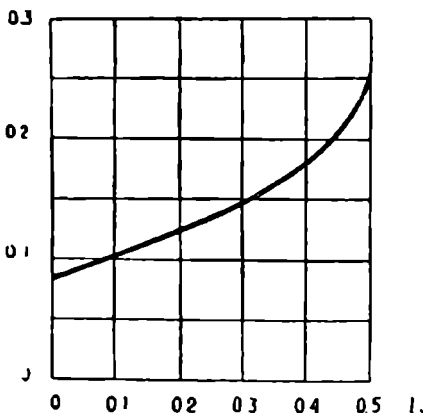
აბ

$$\gamma = \frac{\rho_r T_b}{\rho_0 \left[ \varepsilon - k(\varepsilon - 1) - \rho_r \frac{T_b}{T_r} \right] T_r}. \quad (190)$$

ნარჩენი აირების გამოსათვლელ მეორე ფორმულას მივიღებთ თუ (188) ტოლობაში  $\eta$ -ს მნიშვნელობას შევითავსებთ (183) ფორმულის მიხედვით. ასეთ შემთხვევაში გვექნება:

$$\gamma = \frac{\rho_r T_0'}{T_r(\varepsilon_1 - \varphi)} = \frac{\rho_r T_0'}{T_r[\varepsilon - k(\varepsilon - 1) - \varphi]}. \quad (191)$$

იდეალური ციკლისათვის:



$k=0$ ,  $\rho_r=1$ ,  $\varphi=1$  და

$$T_b = T_a = \frac{T_0}{1 - \frac{T_r - T_0}{\varepsilon T_r}}$$

რომელთა შეტანა წინა ტოლობებში გვაძლევს:

$$\gamma = \frac{T_0}{T_r(\varepsilon - 1)}.$$

ნახ. 95. ნარჩენი აირების კოეფიციენტის დამოკიდებულება დადროსელებისაგან (ძრავი—„3HC—8“).

95-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია „3HC—5“ ძრავისათვის ნარჩენი აირების კოეფიციენტის ცვალებადობა დადროსელებისაგან დამოკიდებულებით.

### § 3. შეკუმშვის პროცესი

შეკუმშვის დახასრულს აირის  $p_c$  წნევა და  $T_c$  ტემპერატურა

თუ შეკუმშვის დასაწყისად მივიღებთ  $b$  წერტილს (ნახ. 89), მაშინ უფლება გვექნება დავწეროთ:

$$p_c = p_b \left( \frac{V_b}{V_c} \right)^{\gamma} = \varepsilon_1^{\gamma} p_b, \quad (192)$$

აბ

$$p_c = [\varepsilon - k(\varepsilon - 1)]^{\gamma} p_b, \quad (193)$$

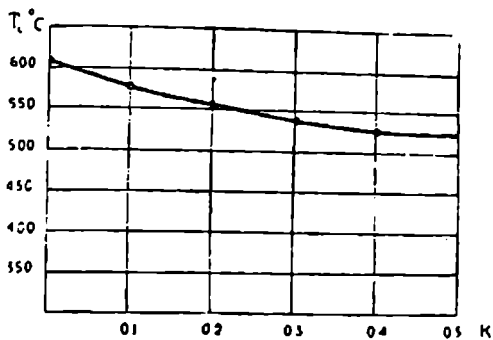
აგრეთვე:

$$T_c = T_b \left( \frac{V_b}{V_c} \right)^{\gamma_b - 1} = T_b \epsilon_1^{\gamma_b - 1} \quad (194)$$

აბ

$$T_c = T_b [\epsilon - k(\epsilon - 1)]^{\gamma_b - 1}. \quad (195)$$

96-ე და 97-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია  $T_c$ -ს და  $p_c$ -ს დამოკიდებულება დადროსელების ხარისხისაგან. გაანგარიშება ჩატარებულია ძრავისათვის, რომლის კუმშვის ხარისხი  $\epsilon = 4,6$ . გარდა ამისა, მიღებულია:

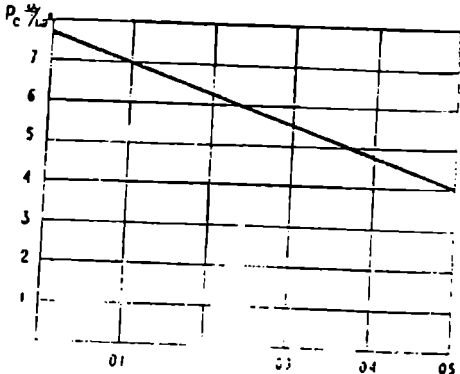


ნახ. 96.  $T_c$ -ს ცვალებადობის მრუდი.

$T_r = 1000^\circ$ ,  $T_0' = 330^\circ$ ,  
 $p_r = 1.1$  კგ/სმ<sup>2</sup>,  $\varphi = 1,15$   
 და  $\eta_3 = 1,35$ .

$T_c$ -ს ცვალებადობის მრუდი (ნახ. 96) გვიჩვენებს, რომ დადროსელების ხარისხის ზრდით აირის ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს — მცირდება

საჭიროა შევნიშნოთ, რომ  $T_c$ -ს გაანგარიშების დროს დაშვებული იყო  $\eta_3$ -ს და  $T_r$ -ის მუდმივობის პირობა. სინამდვილეში, დადროსელების დროს მცირდება როგორც  $\eta_3$ , ისე  $T_r$ , რაც უფრო მეტად ამცირებს  $T_c$ -ს.



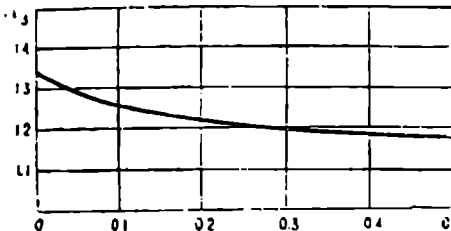
ნახ. 97.  $p_c$ -ს ცვალებადობის მრუდი.

კუმშვის დასასრულს ტემპერატურის ცვალებადობის შესახებ სწორი მსჯელობა საშუალებას იძლევა სწორად განვმარტოთ დადროსელების დროს დეტონაციისაქენ მიდრეკილების შემცირება და მიხურულ დროსელებზე კუმშვის ხარისხის გაზრდის შესაძლებლობა.

### კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი

98-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია დადროსელების დროს „მწც-5“ ძრავის კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი ( $n=1400$  ბრ/წ).

კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის სიდიდეები განსაზღვრულია ინდიკატორული დიაგრამების მიხედვით, კუმშვის ხახის  $x$  წერტილიდან



ნახ. 98. კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის ცვალებადობის ხასიათი.

(ნახ. 89) ნაპერწკლის მიწოდების მომენტამდე უზნისათვის.

ექსპერიმენტებმა, როგორც მოსალოდნელი იყო, დაადასტურა მაჩვენებლის გადიდება ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს. ექსპერიმენტებმა, გვიჩვენა აგრეთვე, რომ ბრუნთა რიცხვის გავლენა დიდ დროსელებზე უფრო მნიშვნელოვანია, ვიდრე მცირე დროსელებზე.

მუდმივ ბრუნთა რიცხვით ძრავის მუშაობისას, დროსელის მიხურვა იწვევს პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირებას. ეს იმით აიხსნება, რომ დროსელის მიხურვით ძრავის სამუშაო ზედაპირების საშუალო ტემპერატურა მცირდება, ხოლო აირის ტემპერატურა შეესგებნება დასასრულს რამდენიმედ იზრდება. ასეთ პირობებში, აირის შეთბობა კუმშვის პირველ პერიოდში მცირდება, სითბოს გადაცემა კი კუმშვის მეორე პერიოდში მატულობს, რაც იწვევს პოლიტროპის მაჩვენებლის შემცირებას.

### § 4. ტემპერატურა და წნევა წვის დასასრულს

დადროსელებული ძრავისათვის შეკუმშვის პროცესის პარამეტრების განსაზღვრის შემდეგ აღვიღია წვის დასასრულს აირის ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლა.

მართალია, დადროსელებული ძრავის ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესი ნაკლებადაა შესწავლილი და კიდევ მოითხოვს როგორც ექსპერიმენტულ, ისე თეორიულ კვლევას, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, საბოლოო ტემპერატურისა და წნევის გამოთვლის სქემა არ იცვლება და დარჩება იგივე, რაც მოცემულია ძრავის თეორიის საერთო კურსში.

განვიხილოთ გამოთვლის ერთ-ერთი სქემა.

თუ  $\alpha L_0$  წარმოადგენს 1 კგ საწვავის დასაწვავად დახარჯულ კგ მოლემბში გამოსახულ პერის რაოდენობას, მაშინ ცილინდრის ერთ მუხტზე მოსული საწვავის ხარჯი ( $g$ ) გამოითვლება ტოლობიდან:

$$g = \frac{M_{\text{ბარ}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m}}, \quad (196)$$

სადაც

$$M_{6\alpha} = \frac{\rho_0 V_A \eta_0}{848 T_0}.$$

თუ  $n$  — ძრავის ბრუნთა რიცხვია წუთში და  $i$  — ცილინდრების რაოდენობა, მაშინ საწვავის საათური ხარჯი იქნება:

$$G = 30 gni. \quad (197)$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა:

$$M_r = \gamma M_{6\alpha} = \frac{\rho_r V_c}{848 T_r}. \quad (198)$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა:

როცა  $\alpha > 1$

$$M_{1\alpha} = \left[ \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79 M_3 + 0,21 (\alpha - 1) M_3 \right] g; \quad (199)$$

როცა  $\alpha < 1$

$$M_{1\alpha} = \left[ \alpha L_0 + \frac{g_H}{4} + 0,21 L_0 (1 - \alpha) \right] g, \quad (200)$$

სადაც:  $g_c$  და  $g_H$  — 1 კგ საწვავში ნახშირბადისა და წყალბადის რაოდენობაა. მოლელების რაოდენობა  $c$  წერტილში (კუმშვის დასასრული):

$$M_c = M_{6\alpha} + M_r. \quad (201)$$

მოლელების რაოდენობა  $z$  წერტილში (წვის დასასრული):

$$M_z = M_{1\alpha} + M_r. \quad (202)$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma},$$

სადაც

$$\mu_0 = \frac{M_{1\alpha}}{M_{6\alpha}}.$$

წვის დასასრულს ტემპერატურის გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ განტოლება:

$$m_{c_{c_1}} \cdot c_1 M_c + \xi H_u g = m_{c_{c_2}} \cdot c_2 M_0, \quad (203)$$

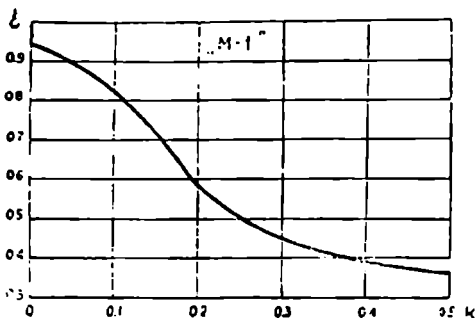
სადაც:  $H_u$  — საწვავის უდაბლესი თბოუნარიანობაა;

$\xi$  —  $z$  წერტილში სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

ამ განტოლების ამოხსნა მოითხოვს  $\xi$  კოეფიციენტის სათანადო შერჩევას. ცდები გვიჩვენებს, რომ ძრავის დადროსელების ხარისხის ზრდით,  $p_c$ -ს და  $T_c$ -ს შემცირებული სიდიდისა და  $\gamma$ -ს გადიდებული მნიშვნელობის გამო.  $\xi$  კოეფიციენტი ინტენსურად კლებულობს.

99-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია  $\xi$  კოეფიციენტის ცვალებადობის გრაფიკი „ $\text{NH}_3-5^{\circ}$ “ ძრავისათვის ( $n=1400$  ბრ/წ).

წვის განტოლების გადასაწყვეტად საჭიროა აგრეთვე აირების სითბოტევალობების განსაზღვრა დადროსტელებისაგან დამოკიდებულებით.



ნახ. 99.  $\xi$  კოეფიციენტის ცვალებადობის გრაფიკი.

ნახშირწყალბადების ორთქლის რაოდენობაა;

$M_3$  — ჰაერის რაოდენობა ნარევეში;

$M_{CO_2}$  —  $CO_2$ -ის რაოდენობა ნარჩენ აირებში;

$M_{H_2O}$  —  $H_2O$ -ის რაოდენობა ნარჩენ აირებში;

$M_{N_2}$  —  $N_2$ -ის რაოდენობა ნარჩენ აირებში;

$M_{O_2}$  —  $O_2$ -ის რაოდენობა ნარჩენ აირებში;

$M' = M_3 + M_{N_2} + M_{O_2}$  — ორატომიანი აირების საერთო რაოდენობა.

აირის საშუალო მოლეკულური სითბოტევალობა იქნება:

$$m_{c_{cc}} = \frac{m_{c_{cc}}' M' + m_{c_{cc}}'' M_{CO_2} + m_{c_{cc}}''' M_{H_2O} + m_{c_{cc}}'''' M_{O_2}}{M_c}$$

სადაც:  $m_{c_{cc}}'$ ,  $m_{c_{cc}}''$ ,  $m_{c_{cc}}'''$  და  $m_{c_{cc}}''''$  — ორატომიანი აირის,  $CO_2$ -ის,  $H_2O$ -ის და საწვავის მძიმე ნახშირწყალბადების ორთქლის საშუალო მოლეკულური სითბოტევალობაა მუდმივი მოცულობის დროს.

$$100^{\circ}\text{-დან } 400^{\circ}\text{-მდე ტემპერატურებისათვის შეიძლება მივიღოთ: } m_{c_{cc}}'''' = 24,8 \frac{\text{ჯალ}}{\text{კგ მოლ გრ.}}$$

(204) ტოლობაში შემავეალი წევრების მნიშვნელობები გამოითვლება გამოსახულებებიდან:

$$M_3 = \frac{L}{m};$$

$$M_3 = g \alpha L_0;$$

$$M_{CO_2} = \frac{L_c}{12} g \gamma;$$

განვიხილოთ შეკუმშული აირის სითბოტევალობა.

აირის შედგენილობა კუმშვის დასასრულს შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} M_c &= M_3 + M_3 + M_{CO_2} + \\ &+ M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} = \\ &= M_3 + M_{CO_2} + M_{H_2O} + \\ &+ M', \quad (204) \end{aligned}$$

სადაც:  $M_3$  — საწვავის მძიმე

$$M_{H_2O} = \frac{\xi^H}{2} g \gamma;$$

$$M_{N_2} = 0,79 M_3 \cdot \gamma;$$

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) M_3 \gamma,$$

სადაც:  $\alpha$  — საწვავის მოლეკულური წონაა;

$\gamma$  — ნარჩენი აირების კოეფიციენტი.

სანიმუშო გამოთვლები გვიჩვენებს, რომ შეეკმშული აირის სითბოტევადობის გამოსათვლელად შეიძლება პრაქტიკისათვის მისაღები სიზუსტით დაეუშვათ, რომ ის შედგება ორატომიანი აირისა და საწვავის ორატომიანი მათგან: მაშინ მივიღებთ:

$$m_{c_{02}} = \frac{m_{c_{02}}'(M_3 - M_3) + m_{c_{02}}'' M_3}{M_c}.$$

აირის რაოდენობა წვის დასასრულს:

$$M_s = M' + M'_{CO_2} + M'_{H_2O}, \quad (205)$$

სადაც:  $M'$  — წვის დასასრულს ორატომიანი აირის რაოდენობაა;

$M'_{CO_2}$  —  $CO_2$ -ს რაოდენობა წვის ახალ პროდუქტებში და ნარჩენ აირებში;

$M'_{H_2O}$  —  $H_2O$ -ს რაოდენობა წვის ახალ პროდუქტებში და ნარჩენ აირებში.

აირის საშუალო მოლური სითბოტევადობა მუდმივი მოცულობის დროს იქნება:

$$m_{c_{02}} = \frac{m_{c_{02}}' M' + m_{c_{02}}'' M'_{CO_2} + m_{c_{02}}''' M'_{H_2O}}{M_s}.$$

(205) განტოლებაში შემავალი წევრები გამოითვლება გამოსახულებებიდან:

$$M'_{CO_2} = \frac{\xi^C}{12} g (\xi + \gamma);$$

$$M'_{H_2O} = \frac{\xi^H}{2} g (\xi + \gamma);$$

$$M' = M_3 - M'_{CO_2} - M'_{H_2O}.$$

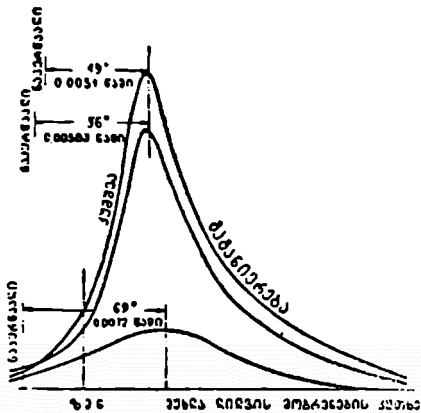
როცა  $\alpha < 1$  გამოიყენება აგრეთვე, ცნობილი ფორმულა:

$$m_{c_{02}} = (4,4 + 0,62 \alpha) + (3,7 + 3,3 \alpha) 10^{-4} T_s.$$

$T_s$  ტემპერატურის განსაზღვრის შემდეგ,  $p_s$  წნევა გამოითვლება ტოლობიდან:

$$p_s = \mu p_c \frac{T_s}{T_c}. \quad (206)$$

სხვადასხვა დროსელებისათვის აღებული ინდიკატორული დიაგრამების შედარებით შეიძლება ვიმსჯელოთ წვის სიჩქარისა და წნევის ზრდის ინტენსივობის შესახებ. მე-100 ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია „M-1“ ძრავისაგან აღებული ( $n=1600$  ბრ/წ) სამი ინდიკატორული დიაგრამა.



ნახ. 100. „M-1“ ძრავის ინდიკატორული დიაგრამები.

პირველ დიაგრამას შეესაბამება დროსელის მთლიანი გაღება, მეორეს—დროსელის გაღება 50%-ით, ხოლო მესამეს—დროსელის გაღება 12%-ით.

სამივე დიაგრამა აღებულია, წინასწარ დაყენებულ, ანთების საუკეთესო წინსწრების პირობებში.

შედარებისათვის დიაგრამებზე ნაჩვენებია ნაპერწკლის მიწოდებიდან მაქსიმალური წნევის მიღწევის მომენტამდე ლილვის შემობრუნების კუთხე და შესაბამისი დრო.

დიაგრამები იძლევა მუხლა ლილვის 1°-ზე შემობრუნების დროს წნევის ნაზრდის შემდეგ სიდიდეებს:

- მთლიანი დროსელი 0,6 კგ/1°;
- დროსელის გაღება 50%-ით 0,4 კგ/1°;
- დროსელის გაღება 12%-ით 0,09 კგ/1°.

### § 5. წნევა და ტემპერატურა გაგანიერების დასასრულს

წნევა და ტემპერატურა გაგანიერების დასასრულს გამოითვლება ცნობილი გამოსახულებიდან:

$$p = p_s \frac{1}{e^{\frac{p_s}{p_0}}} \quad (207)$$

და

$$T = T_s \frac{1}{e^{\frac{p_s}{p_0} - 1}}, \quad (208)$$

სადაც:  $p_0$  — გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელია.

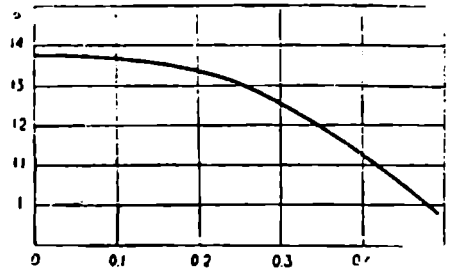
ცლები გვიჩვენებს, რომ ძრავის დადროსელების ხარისხის ზრდით გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი მცირდება; ეს აიხსნება სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირებით, რაც აძლიერებს წვის გაგრძელებას გაგანიერების ხაზზე.

54-ე ნახ-ზე მაგალითისათვის ნაჩვენებია იყო (იხ. თავი III § 7) ორი ინდიკატორული დიაგრამა. პირველი მათგანი შეესაბამება ძრავის მუშაობას

მთლიანი დატვირთვით და იძლევა  $n_3 = 1,36$ , ხოლო მეორე ძრავის მუშაობას უქში სვლით და იძლევა  $n_3 = 1,08$ .

აღრიცხულია შეცდომები, როცა ძლიერი დადროსელების დროს გაგანიერება იზოთერმულ ხასიათს იღებს.

101-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია „3HC—5“ ძრავის გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკიდებულება დადროსელების კოეფიციენტისაგან ( $n = 1400$  ბრ/წ).



ნახ. 101. გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებლის ცვალებადობა.

**§ 6. კარბოკატოდიანი ძრავის სითბური გაანგარიშების მაგალითი**

**მოცემულია:** ჩატარდეს საავტომობილო კარბურატორიანი ძრავის „3HC—120“-ის სითბური გაანგარიშება და აიგოს მისი სადროსელო მახასიათებელი ბრუნთა რიცხვისათვის  $n = 2400$  ბრ/წ.

მიღებულია:

ძრავის ლიტრაჟი—5,55 ლ,

ცილინდრების რაოდენობა—6,

კუმშვის ხარისხი—6,

გარემოს ტემპერატურა  $T_0$  აბს.—288,

გარემოს წნევა  $p_0$  კგ/სმ<sup>2</sup>—1,

შეთბობის სიდიდე გრადუსებში—28,

შეესების კოეფიციენტი მთლიანი დროსელისათვის—0,7,

შეესების კოეფიციენტი უქში სვლისათვის—0,3,

გაანგარიშება ტარდება შეესების კოეფიციენტის შემდეგი მნიშვნელობებისათვის:

$$\eta_s = 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3.$$

ექსპერიმენტული მონაცემების საფუძველზე ვირჩევთ საწყისი პარამეტრების მნიშვნელობებს, რომლებიც მოყვანილია მე-7 ცხრილში.

ცხრილი 7

$\eta_s$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$T_r$	1040	1000	950	900	860
$p_r$	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13
$n_3$	1,36	1,32	1,26	1,25	1,23
$a$	0,92	0,96	0,92	0,89	0,88
$n_3$	1,29	1,28	1,22	1,14	1,06
$\xi$	0,9	0,8	0,65	0,5	0,4



დაყვანილი კუმშვის ხარისხის სიდიდეს ვანგარიშობთ (183 ა) ფორმულით

$$\varepsilon_1 = \rho_0 (\varepsilon - 1) \eta_r \frac{T'_0}{T_0} + \varphi,$$

ხოლო ტემპერატურას შევსების დასასრულს (186) ფორმულით

$$T_b = \frac{\varepsilon_1 T_r \rho_0 T_0}{\varepsilon_1 T_r - \varphi T_r + \rho_r \rho_0 T_0},$$

სადაც

$$\varphi = \rho_r^{1/n} = 1,13^{111,83} = 1,1.$$

ნარჩენი აირის კოეფიციენტი გამოითვლება (191) ტოლობით:

$$\gamma = \frac{\rho_r T'_0}{T_r (\varepsilon_1 - \varphi)},$$

ან (189) ფორმულით:

$$\gamma = \frac{\rho_r T_b}{\left[ \varepsilon_1 - \rho_r \frac{T_b}{T_r} \right] T_r};$$

გარდა ამისა, გვაქვს:

$$\rho_a = \left( \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right)^{n_3}$$

მოყვანილ ფორმულებში რიცხობრივი მნიშვნელობების შეტანისა და გამოთვლის შედეგად მიღებული სიდიდეები ნაჩვენებია ცხრილში 8.

ცხრილი 8

$\eta_r$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\varepsilon_1$	4,94	4,38	3,84	3,29	2,74
$T_b$	374	381	389	402	413
$\gamma$	0,089	0,109	0,137	0,181	0,252
$\rho_a$	0,76	0,66	0,56	0,47	0,35

ტემპერატურა და წნევა კუმშვის დასასრულს:

$$T_c = T_b \varepsilon_1^{n_3 - 1}.$$

და

$$\rho_c = \varepsilon_1^{n_3},$$

რაც გვაძლევს  $T_c$ -ს და  $\rho_c$ -ს შემდეგ მნიშვნელობებს (ცხრილი 9).

ცხრილი 9

$\eta_r$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$T_c$ აბს	666	613	554	532	520
$\rho_c$ კგ/სმ <sup>3</sup>	8,82	7,06	5,45	4,42	3,47

როგორც ცხრილიდან ჩანს, დადროსელების დროს ტემპერატურა კუმ-  
შვის დასასრულს მცირდება 666°-დან 520°-მდე.

საინტერესოა შევნიშნოთ, რომ  $T_c$ -ს მნიშვნელოვან შემცირებას მაშინ-  
ნაც მივიღებთ თუკი დავეშვებით კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებლის მუდმი-  
ვობას.

მივიღოთ საწვავის წონითი შედგენილობა:

ნახშირბადი—0,855;

წყალბადი—0,145.

ამ შედგენილობის მიხედვით ერთი კილოგრამი საწვავის სრული წვი-  
სათვის საჭირო თეორიულად აუცილებელი ჰაერის რაოდენობა იქნება:

$$L = \frac{1}{0,23} \left[ \frac{8}{3} 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right] = 14,96 \frac{\text{კგ ჰაერი}}{\text{კგ საწვავზე}}$$

ან მოლელებში:

$$L_0 = \frac{L}{29} = 0,516 \frac{\text{კგ მოლი}}{\text{კგ}}$$

ერთ ცილინდრში ერთი ციკლის განმავლობაში მოხვედრილი საწვავის  
წონა:

$$g = \frac{M_{\text{ნარ}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu}}$$

სადაც

$$M_{\text{ნარ}} = \frac{p_0 V_{\text{ს}} \eta_r}{848 T_0}$$

საწვავის საათური ხარჯი:

$$G = 30 \text{ გ ს i.}$$

წვის პროდუქტების რაოდენობა:

$$M_{\text{პრ}} = \left[ \alpha L_0 + \frac{0,145}{4} + 0,21 L_0 (1 - \alpha) \right] g;$$

ნარჩენი აირების რაოდენობა:

$$M_r = M_{\text{ნარ}} \gamma \quad \text{ან} \quad M_r = \frac{p_r V_r}{848 T_r}$$

აირის რაოდენობა კუმშვის დასასრულს:

$$M_s = M_{\text{ნარ}} + M_r;$$

აირის რაოდენობა წვის დასასრულს:

$$M_e = M_{\text{პრ}} + M_r.$$

მოლეკულური ცვალებადობის კოეფიციენტი

$$\mu = \frac{M_s}{M_e}.$$

	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\alpha$	0,92	0,96	0,92	0,89	0,88
$\alpha L_0$ კგ მოლი/კგ	0,475	0,496	0,475	0,470	0,454
$M_{ნარ}$ კგ მოლი	$2654 \cdot 10^{-8}$	$2275 \cdot 10^{-8}$	$1896 \cdot 10^{-8}$	$1516 \cdot 10^{-8}$	$1137 \cdot 10^{-8}$
$\xi$ გრ.	0,0555	0,0457	0,0397	0,0320	0,0248
$G$ კმ/ს	24	19,7	17,2	13,8	10,7
$M_{პრ}$ კგ მოლი	$2885 \cdot 10^{-8}$	$2452 \cdot 10^{-8}$	$2064 \cdot 10^{-8}$	$1681 \cdot 10^{-8}$	$1248 \cdot 10^{-8}$
$M_r$ კგ მოლი	$236 \cdot 10^{-8}$	$248 \cdot 10^{-8}$	$260 \cdot 10^{-8}$	$274 \cdot 10^{-8}$	$287 \cdot 10^{-7}$
$M_c$ კგ მოლი	$2890 \cdot 10^{-8}$	$2523 \cdot 10^{-8}$	$2156 \cdot 10^{-8}$	$1790 \cdot 10^{-8}$	$1424 \cdot 10^{-8}$
$M_p$ კგ მოლი	$3121 \cdot 10^{-8}$	$2700 \cdot 10^{-8}$	$2324 \cdot 10^{-8}$	$1955 \cdot 10^{-8}$	$1535 \cdot 10^{-8}$
$\mu$	1,081	1,070	1,077	1,092	1,080

თუ მივიღებთ  $H_u = 10400$  კალ/კგ, მაშინ აქტიური სითბოუნარიანობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$H_u - \Delta H_u = 10400 - 2440 \cdot 0,404 \cdot 19,96 (1 - \alpha) \text{ კალ/კგ.}$$

თუ დავუშვებთ, რომ კუმულის დასასარულს ნარევი შედგება ორატომიანი აირისა და საწვავის მძიმე ნახშირწყალბადების ორთქლისაგან, მაშინ მოლეკულურ სითბოტევადობას ვიანგარიშებთ ფორმულით:

$$mc_{e,c} = \frac{mc'_e (M_c - M_T) mc''_e M_T}{M_c},$$

სადაც:  $mc'_e = 4,61 + 0,00053 T_c$  — ორატომიანი აირის მოლეკულური სითბოტევადობა;

$mc''_e$  — საწვავის ორთქლის მოლეკულური სითბოტევადობა;

$M_T = \frac{\xi}{M_T \cdot 1000}$  — საწვავის ორთქლის რაოდენობა.

წვის პროდუქტების მოლეკულური სითბოტევადობის განსაზღვრისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ ცნობილი ფორმულა:

$$m_{c_{\infty}} = (4,4 + 0,62 \alpha) + (3,7 + 3,3 \alpha) 10^{-4} T_s$$

საწვავის ორთქლის მოლეკულურ სითბოტევადობას ვიღებთ  $m_{c_{\infty}}'' = 24,8$  კალ/კგ მოლი გრად.

წინა ფორმულებში რიცხობრივი მნიშვნელობების შეტანისა და გაანგარიშების შემდეგ მიღებული სიდიდეები ნაჩვენებია მე-11 ცხრილში.

ცხრილი 11

$\eta_{\infty}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$H_{\infty} - \Delta H_{\infty}$ კალ/კგ	9220	9810	9220	8780	8630
$m_{c_{\infty}}'$ კალ	4,963	4,934	4,900	4,892	4,886
$M_T$ კგ მოლი	$48,6 \cdot 10^{-8}$	$40 \cdot 10^{-8}$	$34,8 \cdot 10^{-8}$	$28 \cdot 10^{-8}$	$21,7 \cdot 10^{-8}$
$M_c - M_T$ კგ მოლი	$2851 \cdot 10^{-8}$	$2483 \cdot 10^{-8}$	$2121 \cdot 10^{-8}$	$1762 \cdot 10^{-8}$	$1402 \cdot 10^{-8}$
$m_{c_{\infty}}$ კალ	5,30	5,30	5,22	5,21	5,14
$m_{c_{\infty}}$ კალ	$4,97 +$ $+0,000674 T_s$	$4,99 +$ $+0,000686 T_s$	$4,97 +$ $+0,000674 T_s$	$4,95 +$ $+0,000664 T_s$	$4,94 +$ $+0,000660 T_s$

წვის დასასრულს  $T_s$  ტემპერატურის განსაზღვრისათვის საკიროა გადავწყვიტოთ წვის განტოლება:

$$m_{c_{\infty}} T_c + \frac{\xi (H_{\infty} - \Delta H_{\infty}) \xi}{M_c} = \mu T_s m_{c_{\infty}}'$$

ამის შემდეგ  $p_a$ ,  $p_b$  და  $T_b$  სიდიდეები გამოითვლება ფორმულებით:

$$p_a = \mu p_c \frac{T_s}{T_c},$$

$$p_b = p_s \frac{1}{\epsilon^{u_b}},$$

$$T_b = T_s \frac{1}{\epsilon^{u_b - 1}}.$$

გამოთვლის შედეგად მიღებული სიდიდეები ნაჩვენებია მე-12 ცხრილში.

ცხრილი 12

$\eta_0$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$T_s^\circ$ აბს	2665	2455	2045	1645	1385
$p_s$ კგ/სმ <sup>2</sup>	38,2	30,0	21,7	14,9	10,0
$p_b$ კგ/სმ <sup>2</sup>	3,82	3,04	2,44	1,91	1,5
$T_b^\circ$ აბს	1583	1485	1380	1280	1250

საშუალო ინდიკატორული წნევა გამოითვლება ფორმულით:

$$p_i = 0,96 p_i' - (p_r - p_a),$$

$$\text{სადაც: } p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_b - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_b - 1}} \right) - \frac{1}{n_s - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_s - 1}} \right) \right];$$

$$\lambda = \frac{p_a}{p_c},$$

თუ მივიღებთ  $p_b = 1,55$  კგ/სმ<sup>2</sup> და დავუშვებთ, რომ ის ღროსელირები-საგან დამოკიდებული არ არის, გვექნება:

$$p_a = p_i - 1,55.$$

გარდა ამისა, გვაქვს:

$$\eta_m = \frac{p_c}{p_i};$$

$$N_i = \frac{p_i V_h \cdot n \cdot i}{900};$$

$$N_s = N_i \cdot \eta_m.$$

გამოთვლის შედეგები მოცემულია მე-13 ცხრილში.

ცხრილი 13

$\eta_0$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\lambda$	4,3	4,2	3,9	3,3	2,9
$p_i'$ კგ/სმ <sup>2</sup>	8,15	6,60	4,73	3,27	2,32
$p_r - p_a$ კგ/სმ <sup>2</sup>	0,37	0,47	0,57	0,66	0,78
$p_i$ კგ/სმ <sup>2</sup>	7,55	5,88	3,97	2,48	1,45
$p_a$ კგ/სმ <sup>2</sup>	6,00	4,33	2,42	0,93	0,00
$N_i$ ცხ. d.	111	87,3	58,2	36,4	21,3
$\eta_m$	0,795	0,736	0,608	0,375	0,00
$N_s$ ცხ. d.	88,2	64,3	35,4	13,65	0,00

თერმული მარგი ქმედების კოეფიციენტი გამოითვლება (3) ფორმულით. გარდა ამისა, გვაქვს;

$$g_i = \frac{G}{N_i}; \quad g_s = \frac{G}{N_s};$$

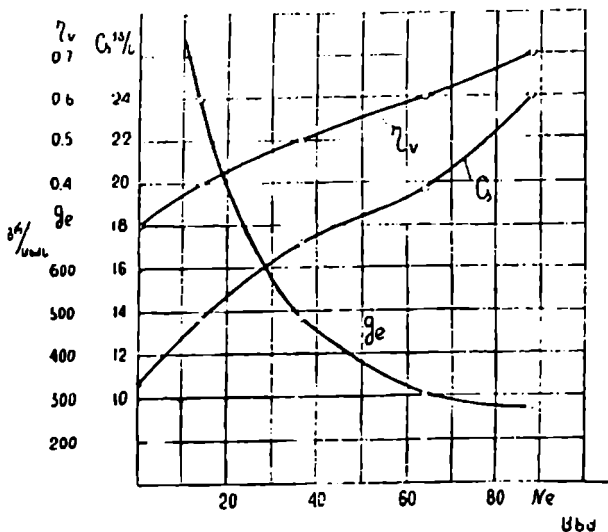
$$\eta_i = \frac{632}{g_i H_m}; \quad \eta_s = \frac{632}{g_s H_m}.$$

ამ გამოსახულებებში რიცხობრივი სიდიდეების შეტანით და გაანგარიშებით მივიღებთ (ცხრილი 14):

ცხრილი 14

$\eta_0$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\xi$ გრ/ცხმს	216	225	296	379	503
$\mu$ გრ/ცხმს	271	306	486	1000	—
$\eta_z$	0,52	0,53	0,50	0,48	0,45
$\eta_i$	0,28	0,27	0,20	0,16	0,12
$\eta_e$	0,22	0,20	0,12	0,06	—

102-ე ნახ-ზე ნარეწებია გამოთვლების საფუძველზე აგებული სადროსელო მახასიათებელი.



ნახ. 102. ძრავის სადროსელო მახასიათებელი.

### § 7. ძრავის გამოყენება მანქანის დამუხარებისათვის

დიდი დაბრის მქონე გრძელ დაღმართებზე ავტომობილის მოძრაობის დროს, ფრიკციული მუხრუქების არასრულყოფილობის გამო, აუცილებელი ხდება ავტომობილის დამუხარება ძრავით. ძრავით დამუხარება გამოიყენება აგრეთვე ტრაქტორის გადაადგილების დროს. პრაქტიკულად დაუშვებელია სატრანსპორტო მდგომარეობაში ტრაქტორის მოძრაობა გამოერთული ძრავით.

ეს საკითხი საკმაო სისრულით შესწავლილი იყო დოც. დ. შ. პეტრიაშვილის მიერ.

საკითხის განხილვის დროს ერთიმეორისაგან უნდა გავარჩიოთ სამი სხვადასხვა შემთხვევა:

1. დამუხარება ნორმალურად მომუშავე ძრავით;

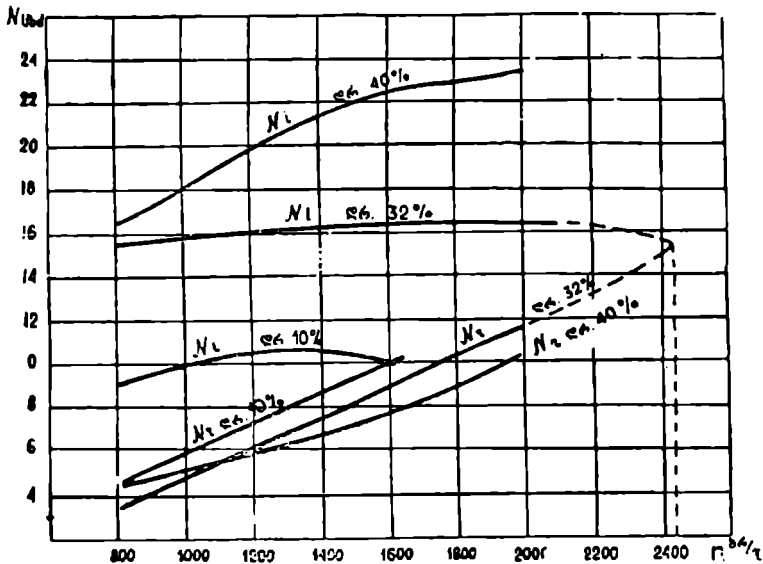
2. დამუხრუქება ძრავით, როცა გამორთულია ანთება (კარბურატორიან ძრავში);

3. დამუხრუქება სპეციალური მოწყობილობის მექანე ძრავით. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე.

**დამუხრუქება ნორმალურად მომუშავე ძრავით**

პრაქტიკულად ასეთი დამუხრუქება ხორციელდება იმით, რომ მძლოლი გადაცემათა კოლოფში ჩართავს დაბალ გადაცემას და ერთდროულად მიხურავს დროსელს.

თუ მანქანა მოძრაობს დაღმართზე, და გადაცემა თვლებზე ისეა შერჩეული, რომ დროსელის მოცემულ გაღების დროს მანქანა აჩქარებს მუხლა



ნახ. 163. ინდიკატორული და ხახუნის სიმძლავრეების ცვალებადობის მრუდები. ლილვის ბრუნვას, მაშინ დამუხრუქება დაიწყება ბრუნთა რიცხვიდან, რომლის დროსაც

$$A_i = A_r,$$

სადაც  $A_i$  — ძრავის ინდიკატორული მუშაობაა;

$A_r$  — შექანიკური დანაკარგების შესაბამისი მუშაობა.

ადვილი წარმოსადგენია, რომ რაც მეტადაა მიხურული დროსელი და რაც უფრო დაბალია ჩართული გადაცემა, მით უფრო ინტენსიურია დამუხრუქება და მით ნაკლებია ბრუნთა რიცხვი, რომლის დროსაც იწყება ძრავის, როგორც მუხრუქის მუშაობა.

103-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია  $N_i$  ინდიკატორული და  $N_r$  ხახუნის სიმძლავრეების ცვალებადობის მრუდები დროსელის სხვადასხვა გაღებისათვის. მონაცემები მიღებულია „M-1“ ძრავის გამოცდით.

მრუდები გვიჩვენებს, რომ დროსელის 10%-ით გაღებისას დამუხრუქება იწყება მაშინ, როცა  $n=1600$  ბრ/წ; დროსელის გაღებისას 32%-ით დამუხრუქება იწყება მაშინ, როცა  $n=2440$  ბრ/წ.

დროსელის 32%-ზე მეტად გაღებისას, „M--1“ ძრავის გამოყენება დამუხრუქებისათვის, პრაქტიკულად, შეუძლებელი ხდება.

### დამუხრუქება ძრავით, როცა გამოართულია ანთება

თუ მანქანის მოძრაობის დროს გამოერთავთ ანთებას, მაშინ ძრავის იძულებით ბრუნვაზე დახარჯული მუშაობა გამოიწვევს მანქანის დამუხრუქებას.

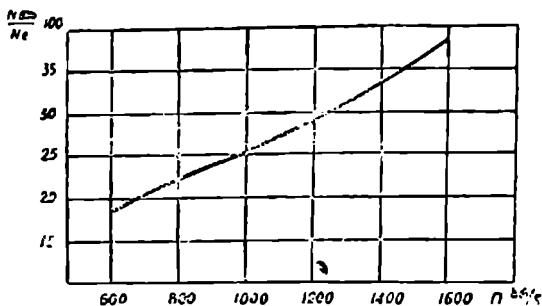
ძრავის იძულებითი ბრუნვისათვის საჭირო სიმძლავრე ან, სხვანაირად რომ ვთქვათ, დამუხრუქების სიმძლავრე, შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც ჯამი:

$$N_{\text{მზ}} = N_{\text{ტ}} + N_{\text{რ}}, \quad (209)$$

სადაც:  $N_{\text{ტ}}$  — შეწოვის, კუმშვის, გაგანიერებისა და განდენის შესრულებისათვის საჭირო სიმძლავრეა;

$N_{\text{რ}}$  — ხახუნის და დამხმარე მექანიზმების ბრუნვისათვის საჭირო სიმძლავრე.

ექსპერიმენტები ადასტურებს, რომ გამოართული ანთების დროს ძრავის დამუხრუქე სიმძლავრე, პრაქტიკულად არ არის დამოკიდებული დროსელის მდგომარეობისაგან; ეს გარემოება იმაზე მიგვითითებს, რომ დამუხრუქების დროს ხელსაყრელია დროსელი გაველოთ მთლიანად, რადგანაც დროსელის მიხურვა არ გავრდის დამუხრუქების სიმძლავრეს და, ამასთანავე ცილინდრში მიღებული ძლიერი გაუხშობების გამო, გამოიწვევს ზეთის მოხვედრას კარტერიდან კუმშვის კამერაში.



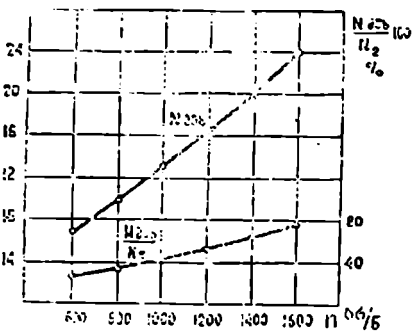
ნახ. 104. დამუხრუქების სიმძლავრის ცვლადობა.

გამართული ანთების მქონე ძრავის მუხრუქად გამოყენებისას ხელსაყრელია საწვავის მიწოდების მთლიანი შეწყვეტა. კიდევ უფრო მეტად ხელსაყრელია დროსელსიკითა სივრცეში სპეციალური მისაფარის დაყენება, რომელიც გაიღება დამუხრუქების დროს და ცილინდრში სუფთა ჰაერს შეუშვებს.

104-ე ნახ.-ზე ნაჩვენებია სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვისათვის დამუხრუქების სიმძლავრე ძრავის ეფექტური სიმძლავრის %/ა-ში. მონაცემები მიღებულია „M--1“ ძრავის გამოცდის შედეგად.



**დამუხრუქება სპეციალური მოწყობილობის მეორე ძრავით**  
 ძრავის სამუხრუქე სიმძლავრე შეიძლება გაიზარდოს ორი გზით:



1. კუმშვის დასასრულს ცილინდრიდან ჰაერის გამოშვებით;
2. განდევნის წინააღობის ხელშეწყობით.

იგულისხმება, რომ ორივე შემთხვევაში ცილინდრში შეიშვება მხოლოდ სუფთა ჰაერი.

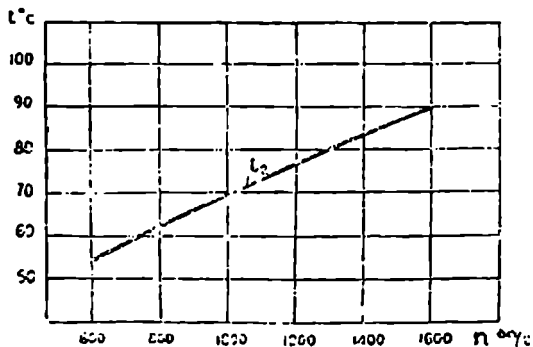
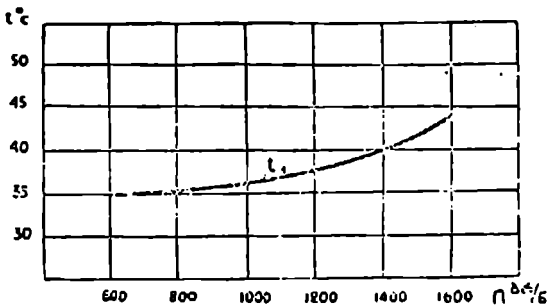
პირველ შემთხვევაში მუშაობა, რომელიც იხარჯება კუმშვაზე არ გვიბრუნდება გაგანიერების დროს რის გამო იზარდება დამუხრუქების ინტენსივობა.

უნდა აღინიშნოს, რომ ამ ხერხის განხორციელება იწვევს ძრავის კონსტრუქციის მნიშვნელოვან გართულებას და ამით აფერხებს მის პრაქტიკულ გამოყენებას.

**ნახ. 105. დამუხრუქების სიმძლავრის ცვალებადობა.**

უფრო ადვილია მეორე ხერხის განხორციელება. ამ მიზნით დოკ. დ. პეტრიაშვილმა დააპროექტა, განახორციელა და გამოსცადა სპეციალური მოწყობილობა, რომელიც ზრდის სამუხრუქე სიმძლავრეს და აუმჯობესებს ძრავის მუშაობის პირობებს და მუხრუქების დროს.

აქ მძლავრად მიყვანილი ბერკეტის საშუალებით, საკირო მონენტში წარმოებს გამოწვევები მილის გადახრვა და ერთდროულად დროსელის იქითა სივრცეში მოწყობილი მისათარის გაღება.



**ნახ. 106. 4 და 4, ტემპერატურის ცვალებადობა.**

გამომშვები მილის გადახურვა ზრდის სამუხრუჭე სიმძლავრეს, ხოლო გაღებული მისაფარი უზრუნველყოფს ცილინდრებში სუფთა ჰაერის შეშვებას და საწვავის მიწოდების შეწყვეტას.

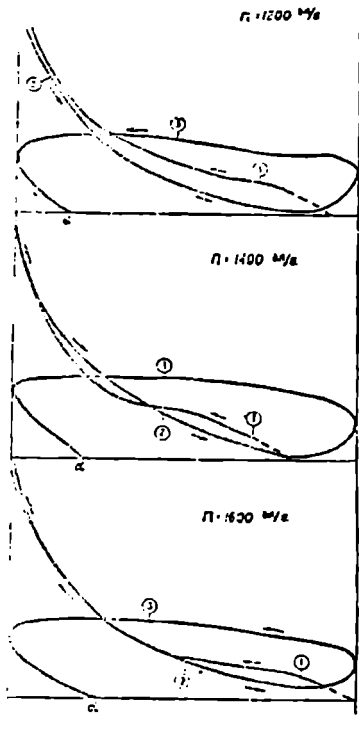
105-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია ასეთი მოწყობილობის მქონე „M-1“ ძრავის სამუხრუჭე სიმძლავრის დამოკიდებულება ბრუნთა რიცხვისაგან. ამავე ნახ.ზე ნაჩვენებია აგრეთვე, ამ სიმძლავრის სიდიდე ძრავის ეფექტური სიმძლავრის  $\eta/\eta_0$ -ში.

106-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია შემწოვ მილში მყოფი ჰაერის  $t_1$  ტემპერატურის და გამომშვებ მილში შეკუმშული ჰაერის  $t_2$  ტემპერატურის ცვალებადობა ბრუნთა რიცხვისაგან დამოკიდებულებით.

ტემპერატურები გაზომილია მუხრუჭად „M-1“ ძრავის მუშაობის დროს, როცა გამოყენებული იყო ზემოაღწერილი მოწყობილობა.

სამუხრუჭე მოწყობილობის საექსპლოატაციო გამოცდამ გამოიღო დადებითი შედეგი და მთიან პირობებში საწვავის მნიშვნელოვანი ეკონომია აჩვენა.

107-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია ინდიკატორული დიაგრამები აღებული სამუხრუჭე მოწყობილობით „M-1“ ძრავის მუშაობის დროს.



ნახ. 107. ინდიკატორული დიაგრამები აღებული სამუხრუჭე მოწყობილობის გამოყენების დროს.

### თ ა ვ ი VII

## ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა ძარბუხატორიანი ძრავის მუშაობაზე

ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად, ატმოსფერული ჰაერის სიმკვრივის შემცირების გამო, მცირდება ცილინდრში შეწოვილი მუხტის წონა, რაც იწვევს ძრავის სიმძლავრის ეარდნას და ახდენს მნიშვნელოვან გავლენას ციკლის ცალკეული პროცესების მიმდინარეობაზე.

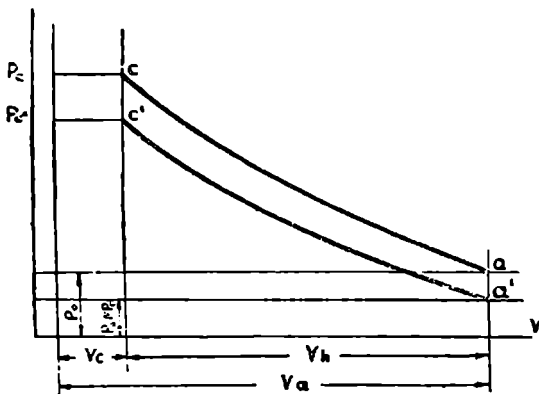
კარბურატორიანი ძრავის მუშაობაზე ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენის გამოკვლევისათვის ჯერ განვიხილოთ თეორიული ციკლი, ხოლო შემდეგ ძრავის ნამდვილი ციკლი.

## § 1. ძრავის თერმული ციკლი

### ციკლის ცალკეული პროცესების პარამეტრები

108-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია კუმშვის ადიაბატები ორი შემთხვევისათვის:

1. როდესაც ძრავი მუშაობს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში;
2. როდესაც ძრავი მუშაობს ზღვის დონიდან განსაზღვრულ სიმაღლეზე.



ნახ. 108. კუმშვის ადიაბატები.

პირველ შემთხვევაში ატმოსფერული წნევა არის  $p_0$ , ხოლო ატმოსფერული ტემპერატურა  $T_0$ ; მეორე შემთხვევაში კი წნევაა  $p'_0 = \mu p_0$  და ტემპერატურა  $T_{01} = \beta T_0$ .

მიღებული პირობის თანახმად მუშაობა მოცემულ სიმაღლეზე (მეორე შემთხვევა) შეიძლება განვიხილოთ როგორც ზოგადი შემთხვევა, მუშაობა კი ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში —

როგორც კერძო შემთხვევა (როცა  $\mu=1$  და  $\beta=1$ ).  
აირის წნევა კუმშვის ბოლოს

$$p'_c = p'_0 \epsilon^\gamma = \mu p_0 \epsilon^\gamma. \quad (210)$$

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის

$$p_0 = p_0 \epsilon^\gamma. \quad (211)$$

ორი უკანასკნელი ტოლობის დაპირისპირებით ვღებულობთ:

$$p'_c = p_c \mu. \quad (212)$$

მიღებული განტოლება გვიჩვენებს, რომ  $p_0$ -დან  $\mu p_0$ -მდე ატმოსფერული წნევის შეცვლის დროს, წნევა კუმშვის ბოლოს იცვლება  $\mu$ -ჯერ.

აირის რაოდენობრივი ბალანსიდან შეიძლება მივიღოთ:

$$\frac{V_a}{T_{01}} = \frac{V_c}{T_r} + \frac{V_h}{\beta T_0},$$

საიდანაც:

$$T_{01} = \frac{T_r \beta T_0 \epsilon}{\beta T_0 + T_r (\epsilon - 1)}; \quad (213)$$

თუ  $\beta=1$ , მაშინ მივიღებთ:

$$T_a = \frac{T_r T_0 \varepsilon}{T_0 + T_r (\varepsilon - 1)} \quad (214)$$

ამ ორი ფორმულის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ  $T_r$ -ისა და  $\varepsilon$ -ის უცვლელი სიდიდეებისათვის

$$T_a = T_0 \frac{\beta T_0 + \beta T_r (\varepsilon - 1)}{\beta T_0 + T_r (\varepsilon - 1)} = T_0 \cdot \lambda,$$

სადაც  $\lambda > \beta$ .

ამრიგად,  $T_0$ -დან  $\beta T_0$ -მდე ატმოსფერული ტემპერატურის ცვალებადობის დროს, ტემპერატურა შეწოვის ბოლოს იცვლება  $\lambda$ -ჯერ; ამასთანავე მუდამ  $\lambda > \beta$ , თუმცა სხვაობა  $\lambda$ -სა და  $\beta$ -ს შორის პრაქტიკულად უმნიშვნელოა.

$\beta$ -ს გადიდება იწვევს  $\lambda$ -ს ზრდას და როდესაც  $\beta=1$ , მაშინ  $\lambda=1$ .

აირის ტემპერატურა კუმშვის ბოლოს

$$T_c' = \lambda T_a \varepsilon^{\lambda-1} = \lambda T_0 \left( \frac{\beta \varepsilon}{\rho_0} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} \quad (215)$$

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის

$$T_c = T_0 \varepsilon^{\lambda-1},$$

რაც გვაძლევს:

$$T_c' = \lambda T_c. \quad (216)$$

მიღებული ფორმულების მიხედვით შეიძლება გაავსეთოთ შემდეგი დასკვნები:

1. ატმოსფერული წნევის ცვალებადობა  $\mu$ -ჯერ (როცა  $T_0 = \text{const}$ ), იწვევს ინდიკატორული დიაგრამის ყველა წერტილის ორდინატების და, შესაბამისად, ფართის შეცვლას  $\mu$ -ჯერ.

2. ატმოსფერული წნევის ცვალებადობა (როცა  $T_0 = \text{const}$ ) არ ახდენს გავლენას კუმშვის ბოლოს აირის ტემპერატურაზე. გარდა ამისა, რადგანაც ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის წონა იცვლება ამ წნევის პროპორციულად, ამიტომ ატმოსფერული წნევის შეცვლა არ მოახდენს აგრეთვე გავლენას ტემპერატურაზე წვისა და გაგანიერების ბოლოს.

3. ატმოსფერული ტემპერატურის ცვალებადობა  $\beta$ -ჯერ (იმავე  $\varepsilon$  და  $T_r$ -სათვის) სცელის აირის ტემპერატურას კუმშვის ბოლოს  $\lambda$ -ჯერ.

## § 2. ნამდვილი ციკლი

### ნარჩენი აირების წნევა და ტემპერატურა

აღვნიშნოთ:

$p_r$  — ნორმალური ატმოსფერული  $p_0$  წნევის დროს ნარჩენი აირების წნევა;

$p_r'$  — ნარჩენი აირების წნევა მოცემულ სიმაღლეზე (როცა  $p_0' = \mu p_0$ );

$\Delta p_r$  — საბოლოო სისტემის ჰიდრაული წინაღობის შესაბამისი წნევა.  
 თუ გავითვალისწინებთ, რომ აირის განდევნის სიჩქარე ატმოსფერულ  
 წნევაზე არ არის დამოკიდებული, მაშინ უფლება გვექნება დავწეროთ:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r$$

$$p_r' = \mu p_0 + \Delta p_r$$

და  
 რაც გვაძლევს:

$$p_r' = p_r + \mu p_0 - p_0$$

თუ მივიღებთ, რომ  $p_0 = 1$ , მაშინ მოცემული სიმაღლისათვის ნარჩენი  
 აირების წნევის საანგარიშოდ გვექნება ფორმულა:

$$p_r' = \Delta p_r + \mu$$

ქვემოთმოყვანილ ცხრილში 14 მოცემულია  $p_r$ -ის სიდიდეები, იმ შემ-  
 თხვევისათვის, როცა საბოლოო სისტემის წინაღობა  $\Delta p_r = 0,2$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

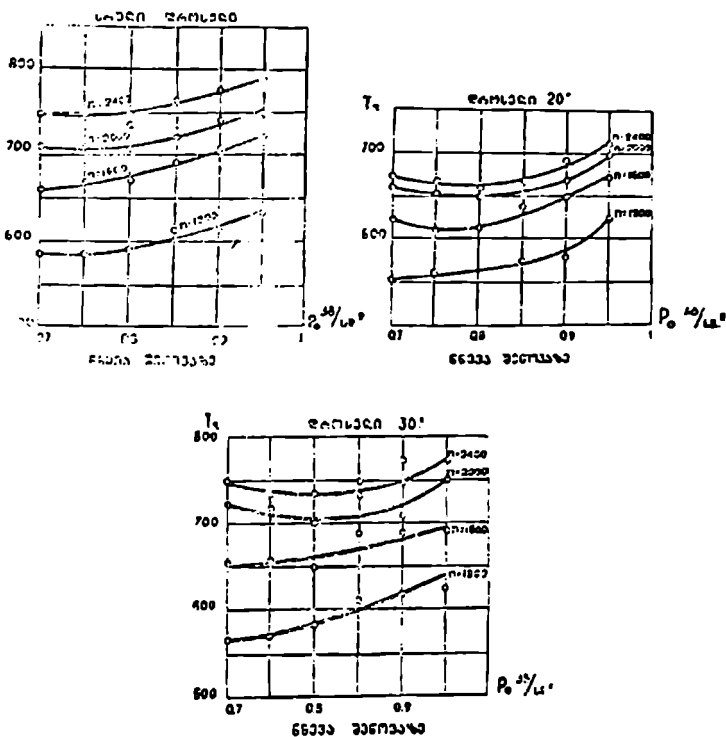
ცხრილი 14

სიმაღლე ზღვის დონიდან ზ-ში	ატმოსფერული წნევა H მმ. სინდ. ვ. სვ	$\mu = \frac{p_r'}{p_0} = \frac{H}{760}$	$p_r$ კგ/სმ <sup>2</sup>
0	760	1,000	1,200
500	715	0,940	1,140
1000	674	0,886	1,096
1500	635	0,835	1,035
2000	597	0,786	0,986
2500	562	0,739	0,939
3000	526	0,692	0,892

ექსპერიმენტი გვიჩვენებს, რომ ნარჩენი აირების  $T_r$  ტემპერატურა ატ-  
 მოსფერული წნევის შემცირებით მცირდება. 109-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია  $T_r$ -ის  
 დამოკიდებულება შეწოვის წნევაზე (როცა წინაღობა განდევნაზე მუდმივია).  
 ეს მონაცემები მიღებულია ინჟ. ვ. კობაიძის მიერ „ЗИИС—120“ ძრავის გა-  
 მოცდით მის სხვადასხვა რეჟიმით მუშაობის დროს.

მრუდები გვიჩვენებენ, რომ მცირე დროსელებით და მაღალ ბრუნთა  
 რიცხვით ძრავის მუშაობისას,  $T_r$  ჯერ მცირდება, ხოლო შემდეგ რამდენი-

შედ იზრდება. ამ მოვლენის მიზეზის გამოკვლევა სპეციალურ შესწავლას წიობთხვს. შეიძლება ვიგულისხმოთ, რომ აქ თავის გავლენას ახდენს შემ-  
შვებ და განომშვებ მიღებში აირის რხვეითი მოძრაობის ხასიათი, რაზედაც  
აღკვილებლად დამოკიდებული იქნება ნარჩენი აირის პარამეტრები.



ნახ. 109.  $T_c$ -ის დამოკიდებულება შეწვის წნევისაგან.

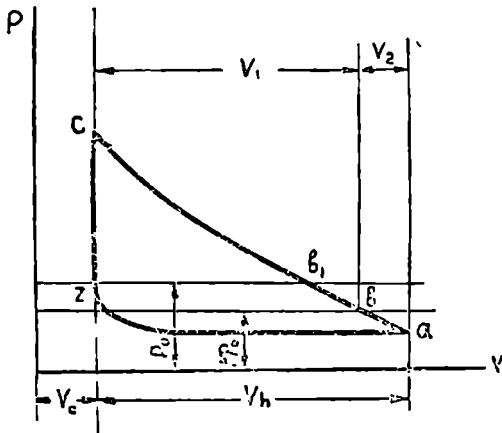
### შევსების კოეფიციენტი

ჩვეულებრივ, შევსების კოეფიციენტი უფარდებენ იმ გარემოს წნევასა და ტემპერატურას, რომელშიაც მუშაობს ძრავი. ამ პირობის მიხედვით გამოდის, რომ შევსების  $\eta$ , კოეფიციენტი ატმოსფერულ პირობებისაგან დამოკიდებული არაა.

გარემოს პარამეტრებთან შეფარდებული შევსების კოეფიციენტთან ერთად ხელსაყრელია, აგრეთვე, ვისარგებლოთ ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებთან შეფარდებული ეგრეთ წოდებული დაყვანილი შევსების კოეფიციენ-

ტის ცნებით; უკანასკნელ შემთხვევაში მივიღებთ, რომ დაყვანილი შევსების კოეფიციენტი  $\eta_0'$  ატმოსფერული წნევის ვარდნის დროს — მცირდება.

$T_b$  ტემპერატურისა და  $p_b = \mu p_0$  წნევის დროს, ნარჩენი აირები დაიკავენ მოცულობას:



ნახ. 110. სკემა  $\eta_0$ -ს საანგარიშოდ.

$$V_c' = \frac{p_r' V_c T_b}{T_r \mu p_0} = \frac{(\Delta p_r + \mu) V_c T_b}{T_r \mu p_0}, \quad (217)$$

ახალი ნარევი კი დაიკავენს მოცულობას:

$$V = V_b - V_c' = V_b - \frac{(\Delta p_r + \mu) V_c T_b}{T_r \mu p_0} \quad (218)$$

მიღებული განტოლების გაყოფა  $V_h$ -ზე მოგვცემს მოცულობითი შევსების კოეფიციენტის სიდიდეს.

$$\eta_{\text{მოც}} = \frac{V}{V_h} = \frac{V_b}{V_h} - \frac{(\Delta p_r + \mu) V_c T_b}{V_h T_r \mu p_0};$$

ვინაიდან

$$V_b = V_c \epsilon_1 \quad \text{და} \quad \frac{p_c}{p_h} = \frac{1}{\epsilon - 1},$$

ამიტომ

$$\eta_{\text{მოც}} = \frac{\epsilon_1}{\epsilon - 1} - \frac{(\Delta p_r + \mu) T_b}{T_r \mu p_0 (\epsilon - 1)}.$$

აბ

$$\begin{aligned} \eta_{\text{მოც}} &= \frac{\epsilon - k(\epsilon - 1)}{\epsilon - 1} - \frac{(\Delta p_r + \mu) T_b}{T_r \mu p_0 (\epsilon - 1)} = \\ &= \frac{1}{\epsilon - 1} \left[ \epsilon - k(\epsilon - 1) - \frac{(\Delta p_r + \mu) T_b}{T_r \mu p_0} \right]. \end{aligned} \quad (219)$$

თუ აღვნიშნავთ, რომ:

$\gamma_b$  — ნარევის სიმკვრივეა  $b$  წერტილში (ნახ. 110);

$\gamma_0$  — ნარევის სიმკვრივე ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში, მაშინ ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის შეფარდებული დაყვანილი შევსების კოეფიციენტისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\eta_0' = \eta_{\text{მოც}} \frac{\gamma_b}{\gamma_0} = \eta_{\text{მოც}} \frac{T_0}{T_b} \cdot \frac{p_b}{p_0} = \eta_{\text{მოც}} \frac{T_0}{T_b} \cdot \frac{\mu p_0}{p_0},$$

ან საბოლოოდ:

$$\eta_e' = \eta_{\text{თოც}} \frac{T_0'}{T_0} = \mu = \eta_0 \cdot \mu. \quad (220)$$

ამრიგად, დაყვანილ შევსების კოეფიციენტსა და ატმოსფერულ წნევას შორის სწორხაზობრივი დამოკიდებულება არსებობს.

$\eta_e$ -ს საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ აგრეთვე (185) ტოლობა, რომელიც განსახილველი შემთხვევისათვის მიიღებს სახეს:

$$\eta_e = \frac{\varepsilon - k(\varepsilon - 1) - (\Delta p_r + \mu) T_0'}{\mu p_0(\varepsilon - 1) \frac{T_0'}{T_0}} \quad (221)$$

თუ მოცემულ სიმაღლეზე განვიხილავთ ძრავის მუშაობას დროსელის მთლიანი გაღებისათვის და დაეუშვებთ, რომ  $k=0$ , მაშინ მივიღებთ შემდეგ საანგარიშო ფორმულებს:

$$\eta_{\text{თოც}} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[ \varepsilon - \frac{(\Delta p_r + \mu) T_0'}{\mu T_r} \right] \quad (222)$$

და

$$\eta_e = \frac{\varepsilon - (\Delta p_r + \mu) T_0'}{\mu(\varepsilon - 1) \frac{T_0'}{T_0}} \quad (223)$$

### ნარჩენი აირების კოეფიციენტი

ნარჩენი აირების რაოდენობა

$$M_r = \frac{(\Delta p_r + \mu) V_c}{848 T_r},$$

ახლად შეწოვილი ნარჩევის რაოდენობა კი

$$M_{\text{ნარ}} = \frac{\mu p_0 V_h \eta_e}{848 T_0} = \frac{p_0 V_h \eta_e'}{848 T_0}.$$

ნარჩენი აირების კოეფიციენტი გამოისახება ფორმულით:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{\text{ნარ}}} = \frac{(\Delta p_r + \mu) V_c T_0}{\mu p_0 \eta_e V_h T_r} = \frac{(\Delta p_r + \mu) T_0}{\mu p_0 \eta_e (\varepsilon - 1) T_r}. \quad (224)$$

საცდელი გამოთვლები გვიჩვენებს, რომ როცა  $T_0 = \text{const}$  და  $T_r = \text{const}$ , ზღვის დონიდან სიმაღლე უმნიშვნელო გაუღენას ახლენს  $\gamma$ -ზე.

მაგალითად, როცა  $T_0 = 300^\circ$ ,  $T_r = 1000^\circ$ ,  $\varepsilon = 6$  და  $\Delta p_r = 0,2$  კვ/სმ<sup>2</sup>, მივიღებთ:

ძრავის მუშაობისათვის ზღვის დონეზე  $\gamma = 0,085$ ;

ძრავის მუშაობისათვის 3000 მ სიმაღლეზე  $\gamma = 0,091$ .



აირის წნევა და ტემპერატურის შეწოვის ლახასრულს  
(ქვედა მკვლარ წვტილში)

შეწოვის ხაზისათვის დაწერილი სითბური ბალანსიდან შეიძლება მივიღოთ ფორმულა:

$$p_1 = \frac{\Delta p_r + \mu}{\varepsilon} + \eta_r \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{T_0'}{T_0}, \quad (225)$$

სადაც:  $T_0'$  — შეწოვ სარქველთან ნარევის ტემპერატურაა.  
აირის რაოდენობრივი ბალანსიდან ვღებულობთ:

$$T_a = \frac{T_0'}{1 - \frac{\Delta p_r + \mu}{p_a} \frac{T_r - T_0'}{\varepsilon T_r}} \quad (226)$$

მას შემდეგ, როდესაც გვეცოდინება შვესების დასასრულს აირის პარამეტრები, ადვილია ციკლის სხვა პარამეტრების გაანგარიშებაც.

სანწუხაროდ, ჯერ არ მოიპოვება ექსპერიმენტული მასალა კუმშვისა და გაგანიერების პოლიტროპების მაჩვენებლების და სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის მნიშვნელობების შერჩევისათვის. ამ მიზეზის გამო ჩვენ იძულებული ვართ მოცემული სინალისათვის მივიღოთ ამ პარამეტრების მუდმივი მნიშვნელობები.

ზემომოყვანილი განხილვის დროს მიღებული იყო პირობა, რომ სიმალის ცვალებადობის დროს იცვლება ჰაერის წნევა, ხოლო ტემპერატურა რჩება უცვლელი.

ასეთი პირობა მიღებული იყო იმ საფუძველზე, რომ პრაქტიკულად საავტოტრაქტორო ძრავები ძირითადად მუშაობენ არა უმეტეს 2000 მეტრის სიმაღლეზე, სადაც ატმოსფერული ტემპერატურის ცვალებადობა უმნიშვნელოა.

ძრავის ზამძღავრე და ნექანიკური მარტი გმეღმების კონფიციენტი

მივიღოთ შემდეგი აღნიშვნები:  
ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის.

1. ინდიკატორული სიმძლავრე  $N_i$ ;
2. ეფექტური სიმძლავრე  $N_e$ ;
3. მექანიკური მ. ქ. კ.  $\eta_m$ ;
4. ხახუნის სიმძლავრე  $N_r$ .

მოცემული სინალისათვის

1. ინდიკატორული სიმძლავრე  $N_i'$ ;
2. ეფექტური სიმძლავრე  $N_e'$ ;
3. მექანიკური მ. ქ. კ.  $\eta_m'$ ;
4. ხახუნის სიმძლავრე  $N_r$ .

ექსპერიმენტულად დადასტურებულია, რომ მთლიან დროსელით მომუშავე კარბურატორიანი ძრავისათვის შეიძლება მივიღოთ სწორხაზობრივი

დამოკიდებულება ძრავის ინდიკატორულ სიმძლავრესა და კარბურატორში შემავალი ჰაერის წნევას შორის (თუ ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა მუდმივია).

გარდა ამისა ცნობილია, რომ ინდიკატორული სიმძლავრე ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის წონის პროპორციულია, რომელიც. მუდმივი წნევის დროს, იცვლება ტემპერატურის კვადრატული ფესვის უკუპროპორციულად. ამიტომ, ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე ინდიკატორული სიმძლავრის დასაყვანად მივიღებთ ფორმულას:

$$N_i = N_i' \frac{p_0}{\mu p_0} \sqrt{\frac{\beta T_0}{T_0}} = N_i' \frac{\sqrt{\beta}}{\mu}. \quad (227)$$

თუ დავუშვებთ, რომ სიმაღლის ცვალებადობის დროს იცვლება მხოლოდ ატმოსფერული წნევა, მაშინ გვექნება:

$$N_i' = \mu N_i;$$

$$\eta_m = 1 - \frac{N_r}{N_i};$$

$$\eta_m' = 1 - \frac{N_r}{N_i'} = 1 - \frac{N_r}{\mu N_i}.$$

ამ ფორმულებიდან:

$$\eta_m' = \frac{\eta_m + \mu - 1}{\mu}, \quad (228)$$

რის საფუძველზე ეფექტური სიმძლავრე იქნება:

$$N_e' = \frac{N_i' (\eta_m + \mu - 1)}{\mu} = \frac{\mu N_i (\eta_m + \mu - 1)}{\mu} = N_e \frac{\eta_m + \mu - 1}{\eta_m}. \quad (229)$$

მიღებული ფორმულიდან შეიძლება ნორმალურ ატმოსფერულ წნევაზე დაყვანილი სიმძლავრის გამოთვლა:

$$N_e = \frac{N_e' \cdot \eta_m}{\eta_m + \mu - 1}. \quad (230)$$

მოყვანილ გამოთვლებში მიღებული იყო პირობა, რომ ხახუნის  $N_r$  სიმძლავრე ატმოსფერულ პირობებისაგან დამოკიდებული არაა.

პრაქტიკული მუშაობის დროს, მოცემულ სიმაღლეზე ძრავის გამოცდილ მიღებული ეფექტური სიმძლავრის დაყვანა ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე წარმოებს ემპირიული ფორმულით (ГОСТ—491—41):

$$N_e = N_e' \frac{760}{H} \frac{530 + t_0}{545}, \quad (231)$$

სადაც:  $H$ —წნევაა მოცემულ სიმაღლეზე (მმ. სინ. სე.ში);

$t_0$ —ატმოსფერული ტემპერატურა მოცემულ სიმაღლეზე.

### საწვავის ხარჯი და მარჯი ქმედების კოეფიციენტები

წარმოვიდგინოთ, რომ განსახილველი ძრავი  $p_0$  წნევის დროს საათში ხარჯავს  $L'$  კგ ჰაერს და  $G$  კგ საწვავს, ხოლო  $\mu p_0$  წნევის დროს ხარჯავს  $L''$  კგ ჰაერს და  $G'$  კგ საწვავს.

იმის გამო, რომ ჰაერის ხარჯი იცვლება წნევის პროპორციულად, ხოლო საწვავის ხარჯი კი წნევიდან კვადრატული ფესვის პროპორციულად, გვექნება:

$$L'' = \mu L'$$

და

$$G' = \sqrt{\mu} G.$$

თუ  $1$  კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიულ რაოდენობას აღვნიშნავთ ასოთი  $L$ , მაშინ ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი პირველი შემთხვევისათვის გამოისახება ტოლობით:

$$\alpha = \frac{L'}{GL};$$

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი მეორე შემთხვევისათვის:

$$\alpha' = \frac{\mu L'}{GV \sqrt{\mu} L}.$$

მიღებული ორი განტოლების ერთობლივი გადაწყვეტით გვექნება:

$$\alpha' = \alpha \sqrt{\mu}. \quad (232)$$

ამრიგად, კარბურატორის უცვლელი რეგულების დროს, სიმაღლის ზრდასთან ერთად ნარევი მდიდრდება.

თუ მოცემულ სიმაღლეზე ისე შევცვლით კარბურატორის რეგულებას, რომ  $\alpha$  მუდმივი დარჩება (რასაც ახდენენ ხოლმე სატრაქტორო ძრავებისათვის), მაშინ  $\alpha' = \alpha$  და საწვავის საათური ხარჯი მოცემულ სიმაღლეზე იქნება:

$$G'' = \mu G.$$

ქვემოთყვანილ 15 ცხრილში მოცემულია ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდეები, როცა ზღვის დონეზე  $\alpha = 1$ . გამოანგარიშების დროს მიღებულია, რომ სიმაღლის ცვალებადობისას ტემპერატურა მუდმივი რჩება

ცხრილი 15

სიმაღლე ზღვის დონიდან მეტრებში	ატმოსფერული წნევა $H$ მმ. სინ. სვ.	$\mu$	$\alpha$
0	760	1	1
500	715	0,940	0,97
1000	674	0,886	0,94
1500	635	0,835	0,91
2000	597	0,786	0,89
2500	562	0,739	0,86
3000	526	0,692	0,83

აღნიშნოთ  $p_0$  წნევის დროს საწვავის საათური ხარჯი ერთ ინდიკატორულ ცხენის ძალაზე—ასოთი  $g$ , ხოლო  $\mu p_0$  წნევის დროს—ასოთი  $g'$  მაშინ:

$$g = \frac{G}{N_i}$$

და

$$g' = \frac{G\sqrt{\mu}}{\mu N_i}$$

შესაბამისად ინდიკატორული მ. ქ. კ. პირველ შემთხვევისათვის

$$\eta = \frac{632}{g H_u},$$

მეორე შემთხვევისათვის

$$\eta' = \frac{632}{g' H_u}.$$

ეს განტოლებები გადაღვს:

$$g' = g \frac{1}{\sqrt{\mu}}, \quad (233)$$

და

$$\eta' = \eta \sqrt{\mu}. \quad (234)$$

საწვავის კუთრი ხარჯი ერთ ეფექტურ ცხენის ძალაზე საათში  $p_0$  წნევის დროს იქნება:

$$g = \frac{G}{N_i},$$

ხოლო  $\mu p_0$  წნევის დროს იქნება:

$$g' = \frac{G\sqrt{\mu} \eta_m}{N_i(\eta_m + \mu - 1)},$$

რაც გადაღვს:

$$g' = g \frac{\sqrt{\mu} \eta_m}{\eta_m + \mu - 1}. \quad (235)$$

შესაბამისად ეფექტური მ. ქ. კ. პირველ შემთხვევისათვის:

$$\eta = \frac{632}{g H_u},$$

მეორე შემთხვევისათვის:

$$\eta' = \frac{632}{g' H_u},$$

რაც გადაღვს:

$$\eta' = \eta \frac{\eta_m + \mu - 1}{\sqrt{\mu} \cdot \eta_m}. \quad (236)$$

მიღებული ფორმულების საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

ატმოსფერული წნევის შემცირებით (როცა  $T_0 = \text{const}$ ):

1. საწვავის საათური ხარჯი კლებულობს;
2. საწვავი ნარევი მდიდრდება;
3. საწვავის კუთრი ხარჯი მატულობს;
4. ინდიკატორული და ეფექტური მ. კ. კ-ბი მცირდება.

თუ დავუშვებთ, რომ ყოველ მოცემულ სიმაღლისათვის კარბურატორის რეგულება ისე იცვლება, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი მუდმივი რჩება, მაშინ მივიღებთ:

$$g' = g$$

$$\eta_i' = \eta_i$$

$$g' = \frac{g \mu \eta_m}{\eta_m + \mu - 1}$$

$$\eta_i' = \eta_i \frac{\eta_m + \mu - 1}{\mu \eta_m}$$

მიახლოებითი გამოთვლების შემთხვევაში, ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებზე საწვავის ხარჯის დაყვანისათვის, იყენებენ ემპირიულ ტოლობებს (ГОСТ 491—41):

$$G = G' \sqrt{\frac{760}{H} \frac{530 + t_0}{545}} \quad (237)$$

$$\eta_i = g' \frac{1}{\sqrt{\frac{760}{H} \frac{530 + t_0}{545}}} \quad (238)$$

### § 3. ძრავები ზადიღებულ კუმშვის ხარისხით

ტრაქტორების დიდი რაოდენობა მუშაობს მაღალმთიან პირობებში, სადაც ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენით ძრავის სიმძლავრე და ეკონომიურობა მნიშვნელოვნად მცირდება. გარდა ამისა, სიმძლავრის დანაკლისის გაწო, ტრაქტორი მუდმივად მუშაობს გადატვირთვით, დაბალ გადაცემაზე, რასაც თან სდევს შექანიზმების დაჩქარებული ცვეთა და ამის შედეგად ძრავისა და ტრაქტორის შეუკეთებლად მუშაობის ვადის შემცირება.

ზღვის დონიდან დიდ სიმაღლეებზე მომუშავე კარბურატორიანი ძრავის მუშაობის გაუმჯობესების რადიკალური საფუძვლები უნდა ვეძებოთ მსუბუქი ჩაბერვის ხერხის გამოძებნაში, მაგრამ ამასთანავე ერთად ყურადღების ღირსია, დასახელებულ პირობებში, გადიდებული კუმშვის ხარისხის მქონე ძრავების გამოყენების საკითხი.

საქმე იმაშია, რომ ატმოსფერული წნევის შემცირება ქმნის ძრავის კუმშვის ხარისხის გადიდების შესაძლებლობას. იმის გამო, რომ ტრაქტორი, ჩვეულებრივ, მუშაობს ერთსა და იმავე რაიონში, ე. ი. ზღვის დონიდან ერთ რაიონე სიდიდის მქონე სიმაღლეზე, ამიტომ ამ რაიონის დამახასიათებელ

ატმოსფერულ პირობებისაგან დამოკიდებულებით ძრავს შეიძლება ჰქონდეს ამ პირობების შესაბამისი კუმშვის ხარისხი.

ამ წესის მიხედვით შეიძლება ჩატარდეს კარბურატორიანი ძრავების მქონე ტრაქტორების დარაიონება ევტრიკალური სონალობის მიხედვით და ყველა ზონისათვის დაწესდეს მოცემული ძრავის კუმშვის ხარისხის სიდიდე.

კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის გამოსავლელად შეიძლება მივიღოთ პირობა, რომ სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით კუმშვის ხარისხი ისეთნაირად იცვლებოდეს, რომ ყველა შენაჩვენაში წინა კუმშვის დასასრულს რჩებოდეს მუდმივი და ისეთი სიდიდის, როგორც ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში.

მიღებული პირობის საფუძველზე, მოცემული სიმაღლისათვის კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდის გამოსათვლელად შეიძლება დაწეროს ტოლობა.

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\min}}{\mu^{1/\mu_3}} \quad (239)$$

სადაც:  $\varepsilon$  — დასაშვები კუმშვის ხარისხია მოცემულ სიმაღლეზე;

$\varepsilon_{\min}$  — კუმშვის ხარისხი ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში;

$\mu$  — მოცემულ სიმაღლეზე და ნორმალურ პირობებში ატმოსფერული წნეების ფარდობა;

$\mu_3$  — კუმშვის პოლიტროპის მაჩვენებელი.

იმის გამო რომ ნაკსიმალური სიმაღლე, რომელზედაც წარმოებს ტრაქტორების ექსპლოატაცია, არ აღემატება 2000 მეტრს (თუ მხედველობაში არ მივიღებთ გამანაკლებას), მინანქრონილი ხდება დასაშვები კუმშვის ხარისხის დაწესება სიმაღლეებისათვის ყოველი 500 მეტრის შემდეგ.

კარბურატორიანი სატრაქტორო ძრავებისათვის კუმშვის ხარისხების ასეთი დიფერენციაცია ჩატარებული იყო დოქ. გ. ხანთაძის მიერ.

ქვემოთყვანილ ცხრილში 16 მოცემულია ზღვის დონიდან სიმაღლეზე დამოკიდებულებით ზოგიერთ კარბურატორიან სატრაქტორო ძრავისათვის კუმშვის ხარისხის დასაშვები სიდიდეები.

ცხრილი 16

ტრაქტორის მარკა სიმაღლე ზღვის დონიდან	„СХТЗ“	„СХТЗ—НА 1 Н“	„უნივერსალი“
0-დან—500 მეტრამდე	4,13	4,0	3,96
500-დან—1000 მეტრამდე	4,45	4,2	4,25
1000-დან—1500 მეტრამდე	4,55	4,45	4,4
1500-დან—2000 მეტრამდე	4,65	4,75	4,65
2000 მეტრი და მეტი	5,2	5,0	4,9

გაღილებული კუმშვის ხარისხის შქონე ძრავებით მომარაგებული ტრაქტორების გამოცდამ საეხებით დაადასტურა ამ ღონისძიების დანერგვის მიზანშეწონილობა.

მაგალითად, ტრაქტორ „CT3“-ს გამოცდამ გვიჩვენა, რომ 1600—1800 მეტრის სიმაღლეზე კუმშვის ხარისხის გაღილების შედეგად:

1. ძრავის სიმძლავრე გაიზარდა 3 ცხ. ძ-მდე, რამაც გააღიდა კაქვური სიმძლავრე 30%-ით;
2. წევის ძალა კაქვზე გაიზარდა 130—150 კგ-თ;

3. საწვავის საათური ხარჯი უქმ სვლაზე შემცირდა 20—25%-ით;

4. საწვავის კუთრი ხარჯი ერთ კაქვურ ცხ. ძალაზე შემცირდა 25%-ით;

5. გააღვიდა ძრავის ამუშავება და ამუშავების დრო გახდა ისეთი, როგორც ძრავს აქვს ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში.

ქვემოთ მოყვანილია 1951 წელს დოქ. გ. ხანთაძის და ასისტენტ ე. დოვლადბეგოვის მიერ ტრაქტორ „უნივერსალ“-ის ძრავის გამოცდის შედეგები.

ნახ. 111. „უნივერსალ“-ის ძრავის სადატიერთო მახასიათებელი (ზღვის დონიდან 435 მ სიმაღლეზე).

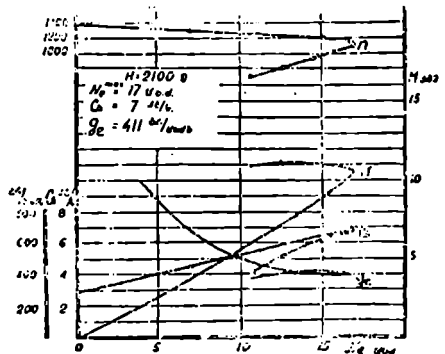
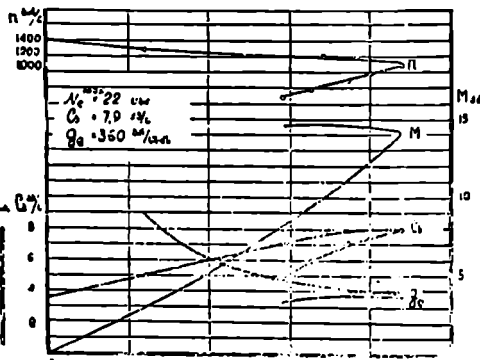
111-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ძრავის სადატიერთო მახასიათებელი, აღებული ზღვის დონიდან 435 მეტრის სიმაღლეზე.

ამ მახასიათებლის მიხედვით ძრავის მაქსიმალური სიმძლავრე  $N_{max} = 22$  ცხძ, საწვავის საათური ხარჯი  $G = 7,9$  კგ/ს და საწვავის კუთრი ხარჯი  $g_c = 360$  გრ/ცხძს.

112-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სადატიერთო მახასიათებელი, რომელიც შეესაბამება ძრავის მუშაობას ზღვის დონიდან 1000 მ სიმაღლეზე.

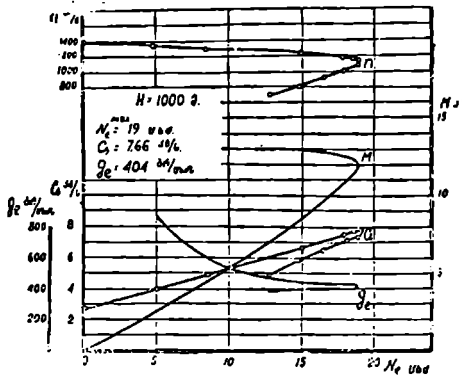
ამ მახასიათებლის მიხედვით  $N_{max} = 19$  ცხძ,  $G = 7,66$  კგ/ს და  $g_c = 404$  გრ/ცხძს.

113-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია ისეთივე მახასიათებელი აღებული 2100 მ სიმაღლეზე. ეს მახასიათებელი გვაძლევს  $N_{max} = 17$  ცხძს,  $G = 7$  კგ/ს და  $g_c = 411$  გრ/ცხძს.

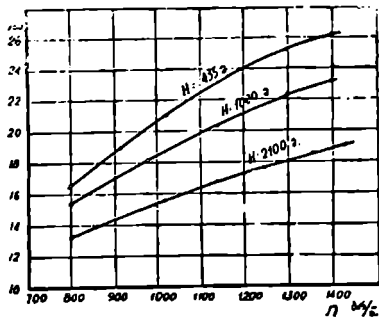


ნახ. 112. „უნივერსალ“-ის ძრავის სადატიერთო მახასიათებელი (ზღვის დონიდან 1000 მ სიმაღლეზე).

მახასიათებლების შედარება გვიჩვენებს, რომ სიმაღლის გაზრდით 435 მ-დან 2100 მ-დე სიმაღლეზე შემცირდა 5 ცხმ-თ. საწვავის საათური ხარჯი შემცირდა 0,9 კვ ს-თ და სა ვაი-ო-თ-ის ხარჯი გაიზარდა 51 გრ/ცხმს-თ.



ნახ. 113. „უნივერსალ“-ის ძრავის საუ ტვირთო მახასიათებელი (ზღვის დონიდან 2100 მ სიმაღლეზე).



ნახ. 114. „უნივერსალ“-ის სიჩქარითი მახასიათებლები.

114-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია სიჩქარითი მახასიათებლები ალებული 435, 1000 და 2100 მ სიმაღლეებზე.

მახასიათებლები ალებულია დროსელის სრული გალების პირობებში.

## თ ა ვ ი VIII

### დიზელის ძრავის საწვავის პროცესი და მისი თავისებურებანი

#### § 1. წვის პროცესის თავისებურებანი

დიზელის ძრავის ცილინდრში მიმდინარე წვის პროცესი, კარბურატორიან ძრავთან შედარებით, ხასიათდება მრავალი თავისებურებით.

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

დიზელის ძრავში საწვავი ნარევის შექმნა შეზღუდულია დროით. აქ საწვავი ნარევის შექმნა იწყება მხოლოდ კუმშვის პროცესის ბოლოს, როდესაც ცილინდრში შეიფრქვევა საწვავი და მთავრდება ძლიერ მოკლე პერიოდში, ვიდრე დგუში მივიდოდეს ზედა მკვლარ წერტილში.

იმის გამო, რომ დიზელის ძრავში საწვავის შეფრქვევა იწყება ზედა მკვლარ წერტილამდე 15—30° წინსწრებით, ამიტომ ნარევის შექმნისათვის განუყოფელი დრო ამ კუთხით მუხლა. დიზელის შემობრუნებას შეესაბამება.



თუ გავითვალისწინებთ საავტოტრაქტორო დიზელის ბრუნთა რიცხვს დაერ-  
წმუნდებით, რომ ეს დრო წამის მეათასედ ნაწილებით გამოისახება.

დროის სიმცირის გამო ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი ვერ ასწრებს  
სრულ აორთქლებას და კარგ შერეევას ჰაერთან, რის შედეგად წვის დროს  
ვერ ხერხდება შეკუმშულ ჰაერში მყოფი ჟანგბადის სრული გამოყენება.

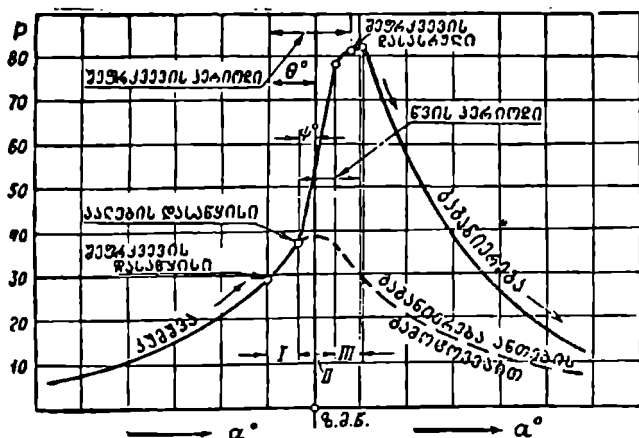
ამ მიზეზის გამო, საწვავის სრული წვის მისაღწევად საჭირო ხდება ცი-  
ლინდრში ჰარბი ჟანგბადის მიწოდება.

თანამედროვე დიზელებში, მიუხედავად იმისა, რომ მიღებულია ზომები  
წვის წინა პერიოდში ძლიერი გრივალური მოძრაობის შექმნისათვის და, მა-  
შასადაღე, საწვავისა და ჰაერის კარგი შერევისათვის,—მაინც საჭირო ხდება  
მუშაობა ჰაერის მნიშვნელოვანი სიქარბით ( $\alpha = 1,2 \div 1,8$ ).

115-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია დიზელის ძრავის გაშლილი ინდიკატორული  
დიაგრამა, რომლის აბსცისის გამოსახავს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეს,  
ხოლო ორდინატი—წნევას ცილინდრში.

დიაგრამაზე მთლიანი ხაზი შეესაბამება ძრავის ნორმალურ მუშაობას,  
წყვეტილი ხაზი კი წნევების ცვალებადობას ცილინდრში საწვავის შეფრქვე-  
ვის გარეშე (ჰაერის კუმშვა და გაგანიერება).

კუმშვის პროცესის დამთავრებამდე, მაშინ როცა დგუში უახლოვდება  
ზედა მკვდარ წერტილს, იწყება საწვავის შეფრქვევა (წერტილი 1), რომე-



ნახ. 115. დიზელის ძრავის გაშლილი ინდიკატორული დიაგრამა.

ლიც გრძელდება წვის პროცესის განმავლობაში. დიაგრამაზე (ნახ. 115) ნაჩ-  
ვენებია საწვავის შეფრქვევის დასასრული და წერტილი, სადაც აირის წნე-  
ვა აღწევს მაქსიმუმს (წერტილი 4).

(1) წერტილიდან (2) წერტილამდე (პირველი პერიოდი) ცილინდრში  
მოხვედრილი საწვავი, ეხება რა კუმშვისაგან გაცხელებულ ჰაერს, განიცდის  
ფიზიკურ და ქიმიურ ცვლილებას. ფიზიკური ცვლილება საწვავის

აორთქლებაში გამოისახება, ხოლო ქიმიური კი იმაში, რომ ჰაერის ენგბა-  
ლით დაიენგება საწვავის ნახშირწყალბადები და შეიქმნება არამდგრადი  
შენაერთები.

წვის პროცესის ამ პერიოდს ეწოდება თვითაალების შეფერხების პე-  
რიოდი. ზოგი ავტორი მას საინდუქციო პერიოდს უწოდებს.

თვითაალების შეფერხების პერიოდში, რეაქციების მცირე სიჩქარის გა-  
მო, 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 წნევა-  
ზე რამდენიმედ მცირეც კი არის, რაც ამ პერიოდში საწვავის აორთქლებაზე  
განსაზღვრული რაოდენობის სითბოს ხარჯით აიხსნება.

ამრიგად, თვითაალების შეფერხების პერიოდის განმავლობაში წარ-  
მოებს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის შენჯადება წვისათვის. ამ პერიო-  
დის დასასრულს, როცა ცილინდრში მოგროვდება წინასწარი დაენგვის  
პროდუქტების საკმარისი რაოდენობა, იწყება საწვავის წვა. ამის შემდეგ მიმ-  
დინარეობს საწვავის თვალსაჩინო წვა (მეორე პერიოდი).

თვალსაჩინო წვის პერიოდი იწყება (2) წერტილში და მთავრდება მე-  
სამე წერტილში. ის ხასიათდება წნევის მკვეთრი ზრდით და უახლოვდება  
თეორიულ ციკლში განხილულ პროცესს მუდმივი მოცულობის დროს.

ამ პერიოდის განმავლობაში წნევის ზრდის სიჩქარე დამოკიდებულია  
თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდეზე. რაც უფრო დიდია ეს პე-  
რიოდი მით მეტი საწვავი მოგროვდება ცილინდრში წვის დაწყების მომენ-  
ტისათვის და, მაშასადამე, მით მეტი საწვავი დაიწვება მეორე პერიოდის და-  
საწყისში.

აქედან ცხადია, რომ რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების  
პერიოდი, მით უფრო მკვეთრია წნევის ზრდა. მაგრამ წნევის გადამეტებუ-  
ლად მკვეთრი ზრდა მეტად არასასურველია, რადგანაც იწვევს ძრავის ხისტ  
მუშაობას და ძლიერ დარტყმებს დგუშის ზედაპირზე. მუშაობის სიხისტე და  
დარტყმები აპირობებს ძრავის ძირითადი ნაწილების დინამიურ გადატ-  
ვირთვის და იწვევს მათ დაჩქარებულ ცვეთას.

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

მაღალი ტემპერატურისა და წნევის გამო, ამ პერიოდის განმავლობა-  
ში შეფრქვეული საწვავი შემზადებისათვის არ მოითხოვს დიდ დროს და იწ-  
ვის, თითქმის, შეფრქვევისთანავე.

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

(4) წერტილში აირის წნევა მაქსიმალურია, რის შემდეგ იწყება აირე-  
ბის გაგანიერება და წნევა მკვეთრად ეცემა.

აღსანიშნავია, რომ (4) წერტილში წვა არაა დამთავრებული და ცი-  
ლინდრში ადრე შეფრქვეული საწვავის დაუწვავი ნაწილი განაგრძობს წვას  
გაგანიერების ხაზზე.

თუ შევაჯამებთ ზემომოყვანილ მკვლელობას დავწმუნდებით, რომ დიზე - ლის ძრავის მუშაობაზე დიდ გავლენას ახდენს თვითაალების შეფერხების პერიოდი (საინდუქციო პერიოდი). რაც უფრო მცირეა ეს პერიოდი, მით უფრო რბილად მუშაობს ძრავი და ნაკლებია მისი ნაწილების დინამიკური დატვირთვა.

თვითაალების შეფერხების პერიოდის სიდიდე დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორზე, რომლებიც განხილულია ქვემოთ.

### საწვავი საავტოტრაქტორო დიზელისათვის

საავტოტრაქტორო სწრაფსელისანი დიზელისათვის საწვავი უნდა აკმაყოფილებდეს შემდეგ მოთხოვნებს:

1. ძრავის რბილი და მდოერული მუშაობის უსრუნველსაყოფად, იძლეოდეს თვითაალების შეფერხების პერიოდის მცირე სიდიდეს და ადვილად ორთქლდებოდეს;

2. კარგად გაფრქვევის მიზნით ჰქონდეს შესაბამისი სიბლანტე და ზედაპირული დაკიმულობა, რომელიც უმნიშვნელოდ უნდა იცვლებოდეს ტემპერატურის საექსპლოატაციო ინტერვალში;

3. გარემოს დაბალი ტემპერატურის დროს თავისუფლად მოხედეს მაღალი წნევის ტუმბოში და შეუფერხებლად განახორციელოს ძრავის ამუშავება.

4. წვის დროს იძლეოდეს ნაწვის მცირე გამოყოფას;

5. არ შეიცავდეს მექანიკურ მინარეგებს და წყალს;

6. არ იწვევდეს კოროზიას ავზების, მილგამტარების, ფილტრების და სხვ. ზედაპირებზე;

7. ჰქონდეს რაც შეიძლება მაღალი თბოუნარიანობა;

8. ხანგრძლივი შენახვის დროს არ აუარეებდეს თავის თვისებებს.

ცილინდრში შეფრქვეული საწვავი იწყებს წვას მხოლოდ თვითაალების შეფერხების პერიოდის შემდეგ. ამის გამო საწვავის წვის ხასიათი დიდადაა დამოკიდებული ამ პერიოდის სიდიდეზე.

რაც უფრო დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი მით, აალების მომენტამდე, მეტი საწვავი გროვდება წვის საკანში და იწვევს დეტონაციისმაგვარ ძლიერ დარტყმებს ძრავის ხისტ მუშაობასთან ერთად.

თუ შევადარებთ ერთმანეთს კარბურატორიან ძრავში წარმოშობილ დეტონაციის მოვლენას იმ მოვლენებს, რომლებსაც დიზელის ძრავში ვლტებულობთ თვითაალების შეფერხების პერიოდის გადიდებით, დავრწმუნდებით, რომ აალების თვალსაზრისით, კარბურატორიან და დიზელის ძრავისათვის გამოსადეგ საწვავს ერთმანეთის საწინააღმდეგო მოთხოვნა უნდა წავუყენოთ.

მაგალითად, საწვავის თვითაალების მაღალი ტემპერატურა ხელსაყრელია კარბურატორიანი ძრავისათვის, რადგანაც ის იწვევს დეტონაციისაქენ მიდრეკილების შემცირებას, მაგრამ არახელსაყრელია დიზელის ძრავისათვის, რადგანაც იწვევს თვითაალების შეფერხების პერიოდის გადიდებას.

დიზელის საწვავის აალების თვისებების შეფასებას ახდენენ გამოსაცდელი საწვავის თვითაალების შეფერხების პერიოდის შედარებით თვითაალე-

ბის შეფერხების პერიოდის იმ სიდიდესთან, რომელსაც იძლევა წინასწარ შერჩეული საეტალონო საწვავი.

საეტალონო საწვავად მიღებულია ნარევი, რომელიც შეიცავს ცეტანს ( $C_{16} H_{34}$ ) და  $\alpha$ -მეტილნაფტალინს ( $C_{10} H_7 CH_3$ ). ცეტანი ხასიათდება ადვილად აალების თვისებით, ხოლო  $\alpha$ -მეტილნაფტალინი ძნელად აალების თვისებით.

სხვადასხვა პროპორციით შედგენილი ასეთი ნარევი საშუალებას იძლევა ძრავის მუშაობის დროს მივიღოთ თვითაალების შეფერხების პერიოდის ცვალებადობა დიდ ზღვრებში, რაც წარმოადგენს კრიტერიუმს გამოსაცდელი საწვავის შედარებისა და შეფასებისათვის.

გამოსაცდელი საწვავის შეფასებისათვის მისი გამოყენების დროს მიღებულ თვითაალების შეფერხების პერიოდს ადარებენ იმ პერიოდთან, რომელსაც იძლევა ცეტანისა და  $\alpha$ -მეტილნაფტალინის ნარევი და ასეთი წესით იღებენ განოსაცდელი საწვავის, ეკრეთ წოდებულ, ცეტანურ რიცხვს.

ცეტანური რიცხვი წარმოადგენს საეტალონო ნარევიში ცეტანის პროცენტულ რაოდენობას (მოცულობით ერთეულებში), იმ დროს როცა ეს ნარევი, აალების თვისებების მიხედვით, გამოსაცდელი საწვავის ეკვივალენტურია.

ცეტანურ და ოქტანურ რიცხვებს შორის უკუდამოკიდებულება არსებობს, რომელიც მიახლოებით შეიძლება გამოვარკვეოთ ტოლობიდან:

$$\text{ოქტანური რიცხვი} = 120 - 2 \text{ ცეტანური რიცხვი.}$$

ცეტანური რიცხვის დაწესება, ჩვეულებრივ, წარმოებს სპეციალური სტანდარტული ერთეილინდრიანი ძრავის გამოყენებით.

რაც უფრო მცირეა საწვავის ცეტანური რიცხვი, მით დიდია თვითაალების შეფერხების პერიოდი და, მაშასადამე, უფრო ძლიერია დარტყმები წვის დროს.

ძლიერი დარტყმები ზრდის ძრავის ნაწილების დატვირთვას და აჩქარებს მათ ცვეთას. მაგალითისათვის, ქვემოთმოყვანილ 17 ცხრილში ნაჩვენებია ერთ-ერთი გამოცდის დროს საკისრებზე მოსული მაქსიმალური კუთრი დაწოლის დამოკიდებულება საწვავის ცეტანური რიცხვისაგან.

ცხრილი 17

ცეტანური რიცხვი	მაქსიმალური კუთრი დაწოლა საკისრებზე კგ/სმ <sup>2</sup> -ში
60	167,5
50	171,0
40	190,0
30	217,0

მაშინ, როცა არ არსებობს სტანდარტული ძრავის დახმარებით საწვავის გამოკლის შესაძლებლობა, მისი ხარისხის შეფასებისათვის იყენებენ პირობით სიდიდეს, ეგრეთ წოდებულ, დიზელურ ინდექსს (ДИ). დიზელის ინდექსი გამოითვლება ფორმულით:

$$ДИ = \frac{(1,8 A + 32) (141,5 - 131,5 \gamma)}{100 \gamma}, \quad (239 \text{ ა})$$

სადაც:  $\gamma$  — საწვავის კუთრი წონა;

$A$  — ანილინური წერტილი.

ანილინური წერტილი წარმოადგენს 1:1 შეფარდებით დამზადებული საწვავისა და ანილინის ნარევის ამღვრევის ტემპერატურას, გამოსახულს  $^{\circ}\text{C}$ -ში.

ქარგი საწვავისათვის დიზელური ინდექსი უნდა იმყოფებოდეს ზღვრებში  $ДИ = 50 \div 55$ . საწვავი, რომლისთვისაც  $ДИ < 40$  უვარგისია სწრაფ-სვლიანი დიზელისათვის.

## § 2. ძონსტრუქციული შაბონების მავლენა დიზელის მუშაობაზე

ძრავის ძირითადი კონსტრუქციული ფაქტორებია: კუმშვის ხარისხი წვის კამერის კონსტრუქცია და დგუშის მასალა.

ეს ფაქტორები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავის სიმძლავრეზე და ეკონომიურობაზე, რაც ქვემოთ განხილულია ცალ-ცალკე.

კუმშვის ხარისხის გავლენა. კუმშვის ხარისხის გადიდება იწვევს კუმშვის დასასრულს წნევისა და ტემპერატურის ზრდას, რაც აუმჯობესებს სითბოს გაცვლა-გამოცვლას საწვავსა და ქაერს შორის და, აგრეთვე, ზრდის ქანგბადის კონცენტრაციას ერთეულ მოცულობაში.

დასახელებული მიზეზის გამო, მცირდება წვისათვის საწვავის შემზადების პერიოდი და უმჯობესდება სამუშაო პროცესის მიმდინარეობა.

კუმშვის ხარისხის ზრდასთან ერთად მცირდება თვითაალების შეფერხების პერიოდი და წნევის ზრდის სიჩქარე, რის გამო ძრავი რბილად იწყებს მუშაობას.

აღწერილი მოვლენების შედეგად ოპტიმალურ სიდიდემდე, კუმშვის ხარისხის გადიდებით შესაძლებელია მივალწიოთ ძრავის საშუალო ინდიკატორული წნევისა და ეკონომიურობის ზრდას.

ოპტიმალურზე ზემოთ კუმშვის ხარისხის გადიდება არაა ხელსაყრელი, რადგანაც ამ დროს, დიდი წნევების გამო, იზრდება ძრავის ნაწილების დატვირთვა. გარდა ამისა, კუმშვაზე დახარჯული მუშაობის ნამატს ვერ ინახლავს გაგანიერების დროს მიღებული მუშაობის ნამატი და ძრავის ეკონომიურობა უარესდება.

დასასრულ უნდა აღინიშნოს ის გარემოება, რომ კუმშვის ხარისხის გადიდება მნიშვნელოვნად აადეცილებს ძრავის ამუშაებას.

წვის კამერის კონსტრუქციის გავლენა. წვის კამერის კონსტრუქცია მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავის მუშაობაზე. დიზელის ძრავის წვის კამე-

რის არსებული კონსტრუქციები ორ ძირითად ჯგუფად შეიძლება გავყოთ: განუყოფელი კამერები და გაყოფილი კამერები. პირველ შემთხვევაში წვა დგუშის ზემოთ მოთავსებულ ერთ მთლიან კამერაში წარმოებს, სადაც ზღვება საწვავის უშუალო შეფრქვევა; მეორე შემთხვევაში კი—კამერა უფრო ხშირად, გაყოფილია ორ ნაწილად და საწვავის წვა იწყება კამერის ერთ ნაწილში.

წვის კამერის კონსტრუქციაზე დიდადაა დამოკიდებული საწვავი ნარევის შექმნის პროცესი, რაც განსაზღვრავს წვის პროცესის მიმდინარეობას, და ამის შედეგად მიღებულ ეფექტს.

წვის კამერის კონსტრუქცია, აპრობებს აგრეთვე კამერის მოცულობის ერთეულზე მოსული სითბოს გადამცემი ზედაპირის და, მაშასადამე, დანაკარგების სიდიდეს.

ყველაზე მაღალ ეკონომიურობას იძლევა ძრავები, სადაც გამოყენებულია განუყოფელი კამერა და განხორციელებულია საწვავის უშუალო შეფრქვევა.

დგუშის მახალხს გავლენა. რაც უფრო მეტად გაცხელდება დგუშის ძირი, მით უფრო უკეთესად მიმდინარეობს წვის პროცესი, რადგანაც ეს იწვევს კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურის გადიდებას. ამ თვალსაზრისით თუჯის დგუშები უკეთესია ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებულ დგუშთან შედარებით.

მაგრამ დგუშის ძირის გადამეტებულად გაცხელება აუარესებს შემამკიდრობებელი რგოლების მუშაობის პირობებს და შათ შეზეთვის.

გარდა ამისა, თუჯის დგუში ბევრად უფრო მიძიება ალუმინის შენადნობისაგან დამზადებულ დგუშთან შედარებით, რაც დიდ გავლენას ახდენს ინერციის ძალების სიდიდეზე.

ხსენებული მიზეზების გამო, თანამედროვე სატრანსპორტო დიზელების უმრავლესობაზე გამოყენებულია ალუმინის დგუშები.

თუჯის დგუშები გამოყენებულია საავტომობილო ორტაქტიან დიზელზე „FAZ—204“-ზე.

დასახელებული ფაქტორების გარდა დიზელის მუშაობაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს: წვის კამერაში შექმნილი გრიგალური მოძრაობა, საწვავის მიწოდების კანონი, შეფრქვევის წნევა, ფრქვევანის კონსტრუქცია და სხვ.

### **§ 3. საექსპლოატაციო ფაქტორების გავლენა დიზელის მუშაობაზე**

ძირითადი საექსპლოატაციო ფაქტორებია: საწვავის შეფრქვევის დასაწყისი, სამუშაო ნარევის შედგენილობა, დეტერთვა, ბრუნთა რიცხვი, გაგრილების ინტენსიობა, ატმოსფერული პირობები, სიმაღლე ზღვის დონიდან და სხვ.

ამ პარაგრაფში გარჩეულია დასახელებული ფაქტორები გარდა უკანასკნელისა, რომელიც გამოყოფილია ცალკე თავად და განხილულია ქვემოთ.

საწვავის შეფრქვევის დასაწყისის გავლენა. საწვავის შეფრქვევის დაწყების მომენტი დიდ გავლენას ახდენს საინდექციო პერიოდის სიდიდეზე;

შეფრქვევის მომენტის შეცვლა იწვევს ისეთი მნიშვნელოვანი პარამეტრების ცვლილებას, როგორცაა: წნევის ზრდის სიჩქარე, წვის მაქსიმალური წნევა, წვის სისრულე და ხანგრძლიობა; ცხადია, რომ ძრავის მუშაობის მოცუბული პირობისათვის არსებობს საწვავის შეფრქვევის დაწყების საუკეთესო მომენტი, რომლის დროსაც მიიღწევა ძრავის უდიდესი სიმძლავრე და ეკონომიურობა. იმის გამო, რომ წვის სიჩქარეს სასრული სიდიდე აქვს, ამიტომ საწვავის შეფრქვევა ყველა შემთხვევაში ზედა მკვდარ წერტილამდე იწყება. თანაზღვრად რვე საავტოტრაქტორო დინამოებში საწვავის შეფრქვევის წინსწრების ოპტიმალური კუთხე იცვლება 10—30° ზღვრებში. ოპტიმალურზე მეტად შეფრქვევის წინსწრების კუთხის გადიდება იწვევს აალების შეფერხების პერიოდის (საიდრექციო პერიოდის) გადიდებას, რასაც თან სდევს წნევის მკვეთრი ზრდა და დარტყვები.

მეტად არასასურველ შედეგს იძლევა, აგრეთვე, საწვავის ნაგვიანები შეფრქვევა. ამ დროს წვა ძირითადად მკვდარი წერტილის შემდეგ მიმდინარეობს, ცილინდრის მოცულობის ზრდის პირობებში, რის შედეგად ეცემა ძრავის სიმძლავრე და მარგი ქმედების კოეფიციენტი.

ცდები ადასტურებს, რომ უშუალო შეფრქვევის ძრავებთან შედარებით გრიგალური კამერის მქონე ძრავები ნაკლებად მგრძობიარე არიან შეფრქვევის წინსწრების კუთხის მიმართ.

სამუშაო ნარევის შედგენილობის გავლენა. დინამოს ძრავებში სიმძლავრის რეგულება ცილინდრებში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობის ცვალებადობით წარმოებს. ამიტომ ძრავის სიმძლავრის შეცვლას საუშაო ნარევის შედგენილობის ან, რაც იგივეა, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ცვლილება მოსდევს.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდა წვის სიჩქარის გადიდებას იწვევს. ცდით დადასტურებულია, რომ მუდმივი ბრუნთა რიცხვის დროს წვის პროცესზე მოსული დრო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის უკუპროპორციულია.

წვის სიჩქარის ზრდა ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის წვის სისრულეს ადიდებას, რის გამო ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ზრდას თანსდევს ძრავის ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის გადიდება.

აღსანიშნავია, რომ რაც უფრო დიდია ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, მით ნაკლებია ინდიკატორული მარგი ქმედების კოეფიციენტის ზრდის ინტენსიობა.

დატვირთვის გავლენა. დატვირთვის გადიდებით მატულობს ცილინდრში შეფრქვეული საწვავის რაოდენობა და, შესადაა, წვის დროს გამოყოფილი სითბო; ეს ხელს უწყობს ძრავის ნაწილების უფრო მეტად გაცხელებას, ზრდის ჰაერის ტემპერატურას კუმშვის დასასრულს და ამით აუმჯობესებს წვის პროცესის მიმდინარეობას.

დატვირთვის შემცირებას თან სდევს ციკლის წნევების შემცირება; ცდებით დადასტურებულია, რომ დატვირთვისა და წვის მაქსიმალურ წნევას შორის სწორხაზობრივი დამოკიდებულება არსებობს.

ბრუნთა რიცხვის გავლენა. ცილინდრში მიმდინარე პროცესი დიდადაა დამოკიდებული მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვზე. ბრუნთა რიცხვი გავლენას ახდენს ისეთ მნიშვნელოვან პარამეტრებზე როგორცაა: საინდუქციო პერიოდი, წვის სიჩქარე და სისრულე, საწვავის შეუქქვევის მომენტი, საწვავის გაფრქვევის ხარისხი და სხვ.

სხვადასხვა ბრუნთა რიცხვით მომუშავე ძრავისაგან ართმეული ინდიკატორული დიაგრამები ადასტურებს, რომ ბრუნთა რიცხვის ზრდის დროს მატულობს საინდუქციო პერიოდის სიდიდე, რაც ზრდის ძრავის მუშაობის სიხისტეს.

ბრუნთა რიცხვის ზრდა იწვევს, აგრეთვე, ციკლის წნევების შემცირებას, რაც გადიდებული სიჩქარის დროს ცილინდრების შეესების შემცირებით აიხსნება.

გაგრილების ინტენსიობის გავლენა. ძრავის ნაწილების გაცხელების ხარისხი, მუშაობის რეჟიმის გარდა, დამოკიდებულია გამაგრილებელი წყლის (ინჰერის) ტემპერატურისაგან.

ერთსა და იმავე პირობებში მომუშავე ძრავისათვის გამაგრილებელი წყლის ტემპერატურის ზრდა იწვევს საინდუქციო პერიოდის შემოკლებას; ეს იმიტომ ხდება, რომ ცილინდრში შესული ჰაერი უფრო მეტად გაცხელებულ ნაწილებს ეხება, რაც იწვევს კუმშვის დასასრულს ტემპერატურის ზრდას.

## თ ა ვ ი I X

# ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა დიზელის მუშაობაზე

## § 1. საერთო ეონაციათა

ზღვის დონიდან სიმაღლის ცვალებადობა დიდ გავლენას ახდენს დიზელის ძრავის მუშაობაზე. სიმაღლის გადიდება ცვლის საწვავმიმწოდებელი სისტემის ოპტიმალურ რეგულებას, რასაც თან სდევს ძრავის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის შემცირება.

ზღვის დონიდან სიმაღლის მომატებასთან ერთად ჰაერის სიმკვრივის შემცირების გამო, მცირდება ცილინდრში მოხვედრილი ჰაერის წონა, რაც, საწვავის ტუმბოს შეუცვლელი რეგულების დროს, იწვევს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის და კუმშვის დასასრულს აირის წნევის შემცირებას.

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის შემცირების შედეგად ადგილი აქვს არასრულ წვას, რის გამო საბოლქვე მილიდან გამოსული ნამუშევარი აირი მუქ ფერს იღებს და, როგორც იტყვიან ხოლმე, ძრავი იწყებს ბოლვას.

მოცემული სიმაღლისათვის საწვავის ტუმბოს უნდა ჰქონდეს ისეთი მიწოდება, რომელიც უზრუნველყოფს ძრავის მუშაობას ბოლვის ზღვრის მახასიათებლის მიხედვით. ასეთ პირობებში ძრავი ისე უნდა იყოს რეგულებული, რომ სრული დატვირთვის დროს საბოლქვე მილიდან გამოსული აირი უფერული იყოს.



ერთდროულად უნდა აღინიშნოს, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად მცირდება წინაღი წნევა განდევნაზე, რაც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ნარჩენი აირების პარამეტრებზე.

საბჭოთა კავშირის მაღალმთიან რაიონებში ტრაქტორების დიდი რაოდენობა მუშაობს, რის გამოც ამ მანქანების ძრავების მუშაობაზე ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენის შესწავლას დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს; ასეთი შესწავლის შედეგად შესაძლებელი ხდება ტრაქტორის სწორი დააგრაგატება და ძრავის ოპტიმალური რევოლუციების შერჩევა.

დიზელის სიმძლავრეზე და ეკონომიურობაზე სიმაღლის გავლენის შესწავლის მიზნით, ამ უკანასკნელ ხანებში საკავშირო სატრაქტორო ინსტიტუტში (НАТИ) და სტალინგრადის სატრაქტორო ქარხანაში ჩატარებული იყო ტრაქტორის „ДТ—54“-ის ძრავის გამოცდა.

ამ გამოცდების დროს სასიმაღლო პირობები შექმნილი იყო შეწოვის წნევის შესაბამისი შემცირებით; ამასთანავე, წნევა განდევნაზე რჩებოდა მუდმივი და ეს გარემოება სიმძლავრის გამოანგარიშების დროს გათვალისწინებული იყო საანგარიშო ფორმულებში შემასწორებელი კოეფიციენტების შეყვანით.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ განდევნაზე მუდმივი წნევის არსებობა უნდა ჩითვალოს ამ გამოცდების სერიოზულ ნაკლად, რადგანაც გამოთვლებში შემასწორებელი კოეფიციენტების შეყვანამ შეიძლება დაამახინჯოს მოვლენათა ნამდვილი ვითარება.

უფრო ზუსტი შედეგების მისაღებად 1951 წლის ზაფხულში შრომის წითელი დროშის ორდენის ლ. პ. ბერიას სახელობის საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრამ მოაწყო სამეცნიერო ექსპედიცია საქართველოს მაღალმთიან რაიონებში.

ექსპედიციის შემადგენლობაში შედიოდნენ: პროფ. ვ. ვ. მახალდიანი, დოც. გ. ა. ხანთაძე, ასისტენტები: ვ. ა. ოქროპირიძე, პ. ვ. მიქელაძე, ა. გ. ნაშორაძე და ე. ა. დოვლადეგოვი, ინჟინრები: ვ. შ. კობაიძე, გ. ბ. მამაცაშვილი და გ. დ. თაბორიძე.

ექსპედიციის დროს გამოიცადა ტრაქტორის „ДТ—54“-ის ოთხცილინდრიანი ძრავი და ტრაქტორის „შტეერ—120“-ის ორცილინდრიანი ძრავი. ყველა გამოცდა ჩატარდა შემდეგ სიმაღლეებზე: 420 მეტრი (თბილისი), 1000 მეტრი (მანგლისი), 1500 მეტრი (წალკა) და 2100 მეტრი (თათარაიანი).

გამოცდების დროს ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა შეადგენდა  $28 \div 32^{\circ}\text{C}$ .

ძრავის სამუხრუჭე გამოცდის შედეგების მოყვანამდე ჩავატარეთ სასიმაღლო პირობებში დიზელის მუშაობის ანალიზი „ДТ—54“-ის მაგალითზე.

### ცილინდრების შევსება

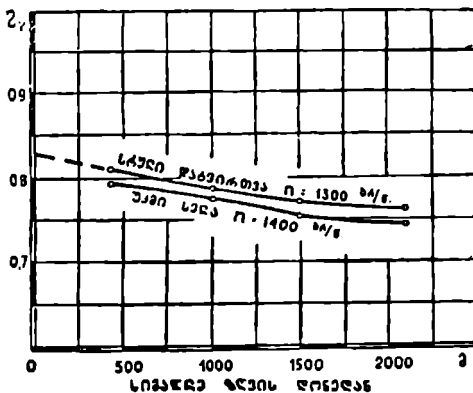
იმის გამო, რომ შევსების კოეფიციენტი შეფარდებულია იმ გარემოს პირობებთან, რომელშიაც მუშაობს ძრავი, ამიტომ ამ პირობების შეცვლამ, თეორიულად, არ უნდა მოახდინოს გავლენა შევსების კოეფიციენტის სიდიდეზე.

მიუხედავად ამისა, „ДТ—54“-ის გამოცდის დროს შევსების კოეფიციენტის საკმარისად ზუსტმა გაზომვამ გვიჩვენა, რომ სიმაღლის ზრდასთან ერთად ამ კოეფიციენტის სიდიდე რამდენიმედ მცირდება.

გამოცდის შედეგები ნახვენება 116-ე ნახ.ზე.

შევსების კოეფიციენტის ცვალებადობა სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით (ე. ი. ჰაერის სიმკვრივისაგან დამოკიდებულებით) უნდა მიეწეროს ჰაერის მოძრაობის ინერციის ცვალებადობას.

თუ შევსების კოეფიციენტს ზღვის დონესთან აღვნიშნავთ ასოთი  $\eta$ , მაშინ იგივე კოეფიციენტი მოცემულ სიმაღლეზე იქნება  $\eta' = \varphi \eta$ , სადა  $\varphi$  სიმაღლეზე დამოკიდებული კოეფიციენტია.



ნახ. 116. შევსების კოეფიციენტის ცვალებადობა სიმაღლისაგან დამოკიდებულებით.

116-ე ნახ.ზე მოცემული მრუდის მიხედვით სრული დატვირთვის მუშაობის დროს „ДТ—54“-ისათვის, ვლებულობთ (ცხრილი 18).

ცხრილი 18

სიმაღლე ზღვის დონიდან მეტრებში	$\varphi$
0	1,00
500	0,98
1000	0,96
1500	0,94
2000	0,93

ერთი საათის განმავლობაში ძრავის ცილინდრებში შეწოვილი ჰაერის წონა შეიძლება გამოვიანგარიშოთ ფორმულით:

$$G_3 = \frac{V_h \cdot n \cdot 60}{2000} \gamma_a \cdot \varphi \eta, \quad (240)$$

სადაც:  $V_1$  — ძრავის ლიტრაჟია;

$n$  — მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვი წუთში;

$\gamma_1$  — ცილინდრში მიწოდებული ჰაერის კუთრი წონა (კგ/მ<sup>3</sup>.ში).

თუ მივიღებთ, რომ ჰაერის კუთრი წონა 0°C-ს და 760 მმ სინ. სვ. წნევის დროს შეადგენს 1,293 კგ მ<sup>3</sup> ს და აღვნიშნავთ ჰაერის წნევისა და ტემპერატურას შემწოვი მილის წინ ასობით  $p_1$  (მმ. სინ. სვ.) და  $T_1$ , მაშინ  $\gamma_1$  გამოითვლება ფორმულით:

$$\gamma_1 = 1,293 \frac{p_1}{760} \cdot \frac{273}{T_1}. \quad (241)$$

ქვემოთყვანილ ცხრილში 19 „ДТ-54“-სათვის მოცემულია ჰაერის საათური ხარჯის ( $G_1$ ) სიდიდეები გამოთვლილი სტანდარტული ატმოსფერული პირობების შესაბამისად.

ცხრილი 19

სიმაღლე მეტრებში	წნევა გამოსაბული მმ.სინ. სვ.-ში	ტემპერატურა °C	ჰაერის კუთრი წონა $\gamma_1$ კგ/მ <sup>3</sup>	ჰაერის საათური ხარჯი $G_1$ კგ/ს.
0	760	15	1,225	293
500	715	12	1,165	272
1000	674	9	1,110	256
1500	635	5	1,060	238
2000	597	2	1,010	225

საწვავის ტუმბოს უცვლელი მიწოდების ( $G_0$  კგ/ს) დროს, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდით ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი მცირდება. ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის სიდიდე შეიძლება გამოეთვალათ ფორმულით:

$$\alpha = \frac{G_1}{G_0 L_0},$$

სადაც:  $L_0$  — 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიული რაოდენობაა.

თუ მივიღებთ, რომ  $L_0 = 14,8$  კგ ჰაერი კგ საწვავზე და  $G_0 = 11,5$  კგ ს, მაშინ „ДТ-54“ სათვის მივიღებთ (ცხრილი 20):

სიმაღლე მ-ში	$\alpha$
0	1,72
500	1,60
1000	1,50
1500	1,40
2000	1,32

ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტის შემცირება არღვევს წვის პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობას და ძრავი იწყებს ბოლვას. ამ მიზეზის გამო საჭირო ხდება სიმაღლის ზრდის შესაბამისად საწვავის ტუმბოს მიწოდების შემცირება.

თუ მივიღებთ პირობას, რომლის დროსაც ტუმბოს მიწოდება ისე შეიცვლება, რომ ყველა სიმაღლეზე ჰაერის სიქარბის კოეფიციენტი დარჩება მუდმივი, მაშინ მოცემულ სიმაღლისათვის ტუმბოს მიწოდების სიდიდის საანგარიშოდ გვექნება ფორმულა:

$$G'_s = \frac{G_s}{\alpha L_0} \quad (242)$$

ამ ფორმულით გამოანგარიშებული საწვავის ტუმბოს მიწოდების სიდიდეები „ДТ—54“-სათვის ნაჩვენებია ქვემოთყვანილ 21 ცხრილში.

ცხრილი 21

სიმაღლე მ-ში	$\alpha$	$G'_s$ კგ/ს	მიწოდების მოცულობა კგ/ს-ში
0	1,72	11,50	0,00
500	1,72	10,70	0,80
1000	1,72	10,05	1,46
1500	1,72	9,40	2,10
2000	1,72	8,90	2,60

ექსპერიმენტებმა გვიჩვენა, რომ პრაქტიკულად შეიძლება ვიქონიოთ მიწოდების რამდენიმედ გადიდებული სიდიდე.

ქვემოთმოყვანილ 22-ე ცხრილში ნაჩვენებია „ДТ-54“-ის საწვავის მიწოდების სიდიდეები, რომლებიც მიღებული იყო გამოცდების დროს. აქ ტუმბოს მიწოდება ისეა შერჩეული, რომ უზრუნველყოფილია ძრავის მუშაობა ბოლვის ზღვარზე.

ცხრილი 22

სიმაღლე მ-ში	ტუმბოს მიწოდება კვ/ს-ში
420	11,6
1000	11,3
1500	10,8
2100	10,4

**ნარჩენი აირების პარამეტრები**

თუ მოვახდენთ აირის სიჩქარის გამოსათვლელი ფორმულის ანალიზს ადვილად დავრწმუნდებით, რომ აირის გამოდენის სიჩქარე ატმოსფერულ წნევაზე დამოკიდებული არაა. ამის მიხედვით შეიძლება მივიღოთ, რომ ძრავის საბოლქვე სისტემის ჰიდრაულიკური წინააღმდეგობა, აგრეთვე, არ არის დამოკიდებული გარემოს წნევის სიდიდეზე.

ასეთ შემთხვევაში ნარჩენი აირების წნევა ღიზელისათვის შეიძლება გამოვიანგარიშოთ (ისევე როგორც კარბურატორიანი ძრავისათვის) ფორმულით:

$$p_r = \Delta p_r + p_a$$

თუ ნორმალური ატმოსფერული წნევის დროს „ДТ-54“-სათვის მივიღებთ  $\Delta p_r = 0,15$  კვ/სმ<sup>2</sup>, მაშინ გვექნება  $p_r$ -სა და ზღვის დონიდან სიმაღლეს შორის შემდეგი დამოკიდებულება (ცხრილი 23);

ცხრილი 23

სიმაღლე მ-ში	0	500	1000	1500	2000	2500
$p_r$ კვ/სმ <sup>2</sup>	1,150	1,090	1,036	0,985	0,936	0,889

სიმაღლის ზრდასთან ერთად კუჭების წნევის შემცირებამ უნდა გამოიწვიოს სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირება და, მაშასადამე, წვის გაძლიერება გაგანვიერების ხაზზე. ასეთი მოვლენის გამო სიმაღლის ზრდის დროს უნდა ველოდოთ ნარჩენი აირების ტემპერატურის გადიდებას.

ჩენი ექსპერიმენტებით გამოიკვია, რომ ნარჩენი აირების ტემპერატურა ატმოსფერული წნევის შემცირების დროს სრულიად უმნიშვნელოდ იცვლება, რის გამო შესაძლებელია ნარჩენი აირების ტემპერატურის მუდმივობის პირობის დაშვება.

ამ დაშვებას ხელს უწყობს ის გარემოებაც, რომ ნარჩენი აირების ტემპერატურის შეცვლამ  $\pm 50^{\circ}$  ზღვრებში არ შეიძლება მნიშვნელოვანი გავლენა მოახდინოს ციკლის დამახასიათებელ პარამეტრებზე.

მოცემული სიმაღლისათვის ნარჩენი აირების კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულით:

$$\gamma = \frac{(\Delta p + \mu) T_0}{\mu \varphi \eta_0 T_r (\varepsilon - 1)}, \quad (243)$$

სადაც:  $\mu$  — მოცემულ სიმაღლეზე და ნორმალურ პირობებში ატმოსფერული წნევების შეფარდებაა.

ქვემოთყვანილ 24-ე ცხრილში მოცემულია „ДТ-54“-სათვის ნარჩენი აირების კოეფიციენტის დამოკიდებულება სიმაღლისაგან. გაანგარიშება ჩატარებულია ნორმალური ატმოსფერული სიდიდეებისათვის; გარდა ამისა, მიღებულია  $T_r = 770^{\circ}$  და  $\eta = 1300$  ბრ/წ.

ცხრილში  $\gamma'$  გამოსახავს ნარჩენი აირების კოეფიციენტის სიდიდეს, რომელსაც მივიღებთ მაშინ, თუ შევცვლით შეწოვის წნევას და განდენის წინაღ წნევას კი უცვლელად დავტოვებთ.

ცხრილი 24

სიმაღლე მ-ში	ატმოსფერული წნევა მმ. სინ. სვ	ატმოსფერული ტემპერატურა $^{\circ}C$	$\mu$	$\gamma$	$\gamma'$
0	760	15	1,000	0,035	0,035
500	715	12	0,940	0,036	0,038
1000	674	9	0,886	0,037	0,040
1500	635	5	0,835	0,038	0,044
2000	597	2	0,786	0,039	0,048

ციკლის დამახასიათებელ წერტილებში აიჩის წნევა და ტემპერატურა

თეორიული ციკლის ანალიზიდან გამოდის, რომ ციკლის დამახასიათებელ წერტილებში ტემპერატურა ატმოსფერულ წნევისაგან დამოკიდებული არაა. მიუხედავად ამისა, რეალურ ძრავში ეს ტემპერატურები შეიძლება შეიცვალოს, რადგანაც სიმაღლის გადიდებასთან ერთად რამდენიმედ იცვლება პაერის სიქარბის კოეფიციენტი და სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი.

იმის გამო, რომ შეწოვის სიჩქარე ატმოსფერულ წნევისაგან დამოკიდებული არაა, შეიძლება დაწეროთ:

$$p_a' = p_a + p - 1, \quad (244)$$

სადაც:  $p_a'$  — მოცემულ სიმაღლეზე შეწოვის წნევა;

$p_a$  — შეწოვის წნევა ნოზომალურ ატმოსფერულ პირობებში.

ტემპერატურა შეწოვის დასასრულს განისაზღვრება ფორმულით:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T}{1 - \frac{p_r}{p_a'} \left( 1 - \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \right)}, \quad (245)$$

თუ მივიღებთ:  $p_a = 0,89$  კგ/სმ<sup>2</sup>,  $\Delta T = 20^\circ$  და  $T_r = 770^\circ$ , მაშინ „ДТ-54“-სათვის გვექნება (ცხრილი 25):

ცხრილი 25

სიმაღლე მ-ში	0	500	1000	1500	2000
$p_a'$ კგ/სმ <sup>2</sup>	0,89	0,83	0,776	0,725	0,676
$T_a^\circ$	322	321	318	314	312

წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს განისაზღვრება ტოლობებით:

$$p_c = p_a' \epsilon^{n_3} \quad (246)$$

და

$$T_c = T_a \epsilon^{n_3 - 1} \quad (247)$$

თუ დავეუშვებთ, რომ კუმშვის პოლიტროპის ნაჩვენებელი  $n_3$  სიმაღლისაგან დამოკიდებული არაა, და მივიღებთ მის მნიშვნელობას  $n_3 = 1,35$ , მაშინ „ДТ-54“-სათვის გვექნება (ცხრილი 26):

ცხრილი 26

სიმაღლე მ-ში	0	500	1000	1500	2000
$p_c$ კგ/სმ <sup>2</sup>	36,5	35,1	31,9	29,8	27,8
$T_c^\circ$	827	825	817	806	800

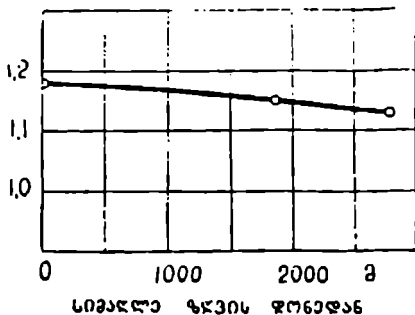
სიმაღლის ზრდასთან ერთად კუმშვის წნევისა და ტემპერატურის შემცირების გამო სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტი უნდა შემცირდეს. სამწუხაროდ, რამდენადაც ეს ჩვენთვის ცნობილია, ამ კოეფიციენტის შემცირების კანონი ჯერჯერობით არ არის შესწავლილი.

ეს გარემოება აძნელებს წვის დასასრულს ტემპერატურისა და წნევის გამოანგარიშებას.

სითბოს გამოყოფის კოეფიციენტის შემცირება იწვევს გაძლიერებულ წვას გაგანიერების ხაზზე, რასაც თან სდევს გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის შემცირება.

117-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია გაგანიერების პოლიტროპის მაჩვენებლის საშუალო სიდიდეების დამოკიდებულება სიმძლავრისაგან.

ეს მონაცემები მიღებულია სტალინგრადის სატრაქტორო ქარხანაში „ДТ-54“-ის გამოცდის დროს.



ნახ. 117. გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებლის დამოკიდებულება სიმძლავრისაგან.

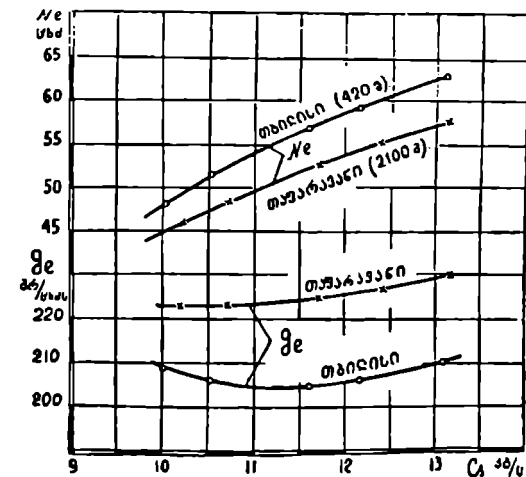
## § 2. სატრაქტორო დიზაინის „ДТ-54“-ის სიმძლავრისა და მკონსტრუქციის დამოკიდებულება სიმძლავრისაგან

საკავშირო სატრაქტორო ინსტიტუტში, ნორმალური ატმოსფერული პირობების დროს მიღებული იყო „ДТ-54“-ის მაქსიმალური სიმძლავრე რეგულატორზე  $N_e = 55$  ცხძ,

რასაც შეესაბამებოდა საწვავის ტუმბოს მიწოდება  $G = 11,5 \div 11,8$  კგ/ს და საწვავის კუთრი ხარჯი  $g_e = 212 \div 215$  გრ/ცხ.ძ.ს.

როდესაც წნევა შეწოვაზე შემცირებული იყო ზღვის დონიდან 2000 მეტრის შესაბამის წნევამდე, ტუმბოს იგივე მიწოდების დროს, სიმძლავრე შემცირდა  $N_e = 47$  ცხ.ძ-მდე, საწვავის კუთრი ხარჯი კი გაიზარდა  $g_e = 235 \div 245$  გრ/ცხძს.

ბოლოს გამო ტუმბოს მიწოდება შემცირებული



ნახ. 118. შედარებითი ზახსიათებლები საწვავის მიხედვით.

იყო —  $G = 9,5$  კგ/ს და ამ დროს  $N_e = 41,5$  და  $g_e = 232$  გრ/ცხძს.



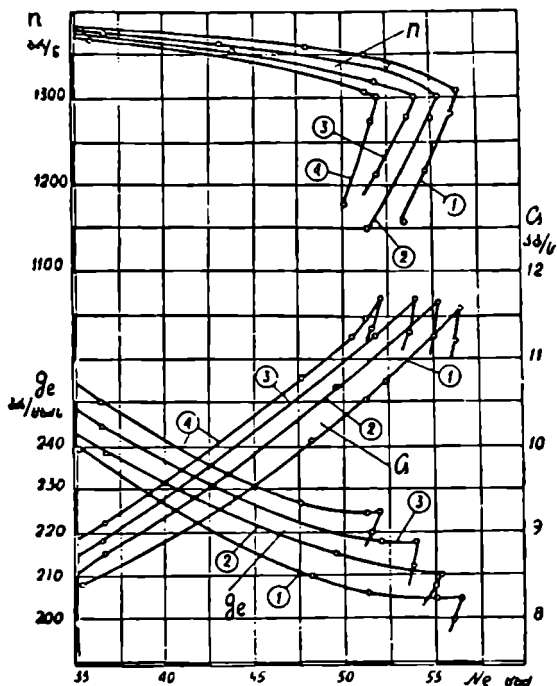
რადგანაც ამ გამოცდის დროს წინაღობა წნევა განდევნაზე დატოვებული იყო მუდმივი, ამიტომ გამოთვლების დროს მიღებული იქნა მხედველობაში შემასწორებელი კოეფიციენტი (5%), რის შედეგად სავარაუდოდ დაშვებულია, რომ 2000 მეტრის სიმაღლეზე  $N_e=43,5$  და  $g_e=220 \div 232$  გრ/ცხმს-ამრიგად, ამ მონაცემების მიხედვით, 2000 მეტრის სიმაღლეზე სიმძლავრის ვარდნა შეადგენს  $\Delta N_e=55 - 43,5=11,5$  ცხმ (21%), საწვავის კუთ-

რი ხარჯის გადიდება კი  $\Delta g_e=8 \div 17$  გრ/ცხმს ( $4 \div 8\%$ ).

ქვემოთ მოყვანილია სატრაქტორო ღიზელის „MT 54“-ის გამოცდის შედეგები ექსპერიციის მასალების მიხედვით.

118-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია შედარებითი მახასიათებლები საწვავის მიხედვით, 119-ე ნახ-ზე კი შედარებითი მახასიათებლები დატვირთვის მიხედვით სხვადასხვა სიმაღლისათვის.

მახასიათებლები საწვავის მიხედვით აგებულია თბილისში (420 მ) და თათარავანში (2100 მ) ძრავის გამოცდის შედეგების მიხედვით. ამ მახასიათებლების ორდინატი გამოსახავს



ნახ. 119. შედარებითი მახასიათებლები დატვირთვის მიხედვით: 1—თბილისი; 2—მანგლისი; 3—წალკა; 4—თათარავანი.

მაქსიმალურ სიმძლავრეს რეგულატორზე და საწვავის კუთრ ხარჯს ამ სიმძლავრის დროს, აბსციის კი—საწვავის ტუმბოს მიწოდებას კგ/ს-ში.

მახასიათებლები დატვირთვის მიხედვით (ნახ. 119) შეესაბამება შემთხვევას, როცა ტუმბოს მიწოდება მუდმივია და ყველა სიმაღლეზე  $G=11,6 \div 11,7$  კგ/ს. მრუდები აგებულია თბილისში (420 მ), მანგლისში (1000 მ), წალკაში (1500 მ) და თათარავანში (2100 მ) ძრავის გამოცდის შედეგების მიხედვით.

119-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია მახასიათებლების მიხედვით მიღებული სიმძლავრისა და ეკონომიურობის ცვალებადობა მოცემულია ქვემოთმოყვანილ 27-ე ცხრილში.

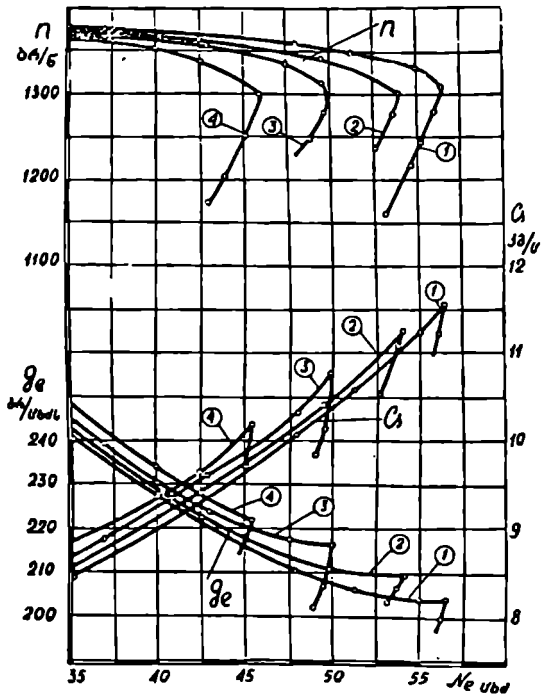
სიმაღლე მ-ში	N <sub>c</sub> ცხმ	g <sub>c</sub> გრ/ცხმს	სიმძლავრის შემცირება ცხმ-ში	საწვევის კუთრი ხარჯის მომატება გრ/ცხმს-ში
420	56,5	204	—	—
1000	55,5	210	1,0	6
1500	54,0	217	2,5	13
2100	52,0	225	4,5	21

ცხრილში მოყვანილ მონაცემებს აქვს მხოლოდ თეორიული მნიშვნელობა, რადგანაც სიმაღლეებზე ძრავის ექსპლოატაციის დროს შეუძლებელი ხდება ტუმბოს საწყისი რეგულაციის შენარჩუნება.

საექსპლოატაციო პირობებში, სიმაღლის ზრდასთან ერთად, ბოლვის გამო, საჭირო ხდება ტუმბოს მიწოდების შემცირება იმ ვარაუდით, რომ ყველა შემთხვევაში ძრავი მუშაობდეს ბოლვის ზღერის მახასიათებელზე.

120-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია შედარებითი მახასიათებლები დატვირთვის მიხედვით, სადაც საწვევის ტუმბოს რეგულაცია ყოველ სიმაღლეზე უზრუნველყოფს ძრავის მუშაობას ბოლვის ზღვარზე.

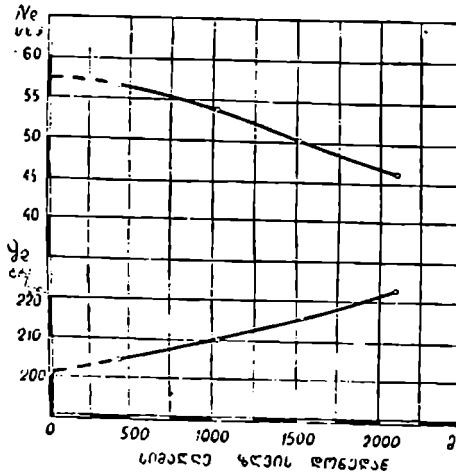
120-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია მახასიათებლების მიხედვით მიღებული სიმძლავრისა და ეკონომიურობის ცვალებადობა მოცემულია ქვემოთყვანილ 28-ე ცხრილში.



ნახ. 120. შედარებითი მახასიათებლები დატვირთვის მიხედვით: 1—თბილისი; 2—მანგლისი; 3—წალკა; 4—თაფრაჯანი.

სიმაღლე მ-ში	N <sub>ე</sub> ცხმ	g <sub>ე</sub> გრ/ცხმს	სიმძლავრის შემცირება		საწვავის კუთრი ხარჯის მომატება	
			ცხმ	%	გრ/ცხმს	%
420	56,5	204	—	—	—	—
1030	54,0	210	2,5	4,4	6	3,0
1500	50,0	216	6,5	11,5	12	5,9
2100	46,0	222	10,5	18,5	18	8,8

121-ე ნახ-ზე გრაფიკულად გამოსახულია რეგულატორზე მუშაობის დროს მიღებული მაქსიმალური სიმძლავრის და საწვავის კუთრი ხარჯის და-



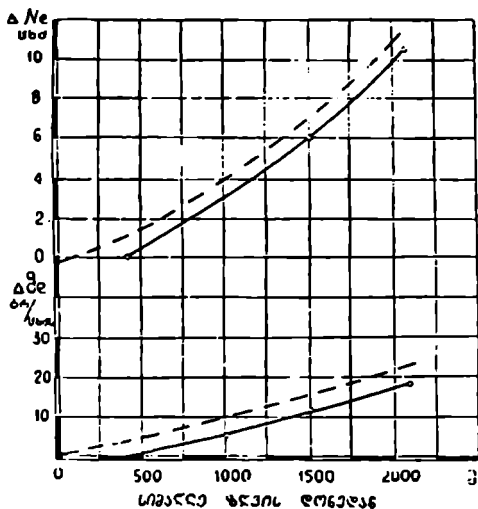
ნახ. 121. მაქსიმალური სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის დამოკიდებულება სიმაღლეზე

მოკიდებულება სიმაღლისაგან. ეს დამოკიდებულება მიღებულია 28-ე ცხრილში მოყვანილი მონაცემების მიხედვით.

იმ საეარაულო სიმძლავრისა და საწვავის კუთრი ხარჯის გამოსარკვევად, რომელიც უნდა გვექონოდა ზღვის დონეზე, 121-ე ნახ-ზე მოყვანილი მრუდები გაგრძელებულია ორდინატა ლერძის გადაკვეთამდე. ამ გზით ნაეარაუდებია, რომ ზღვის დონეზე ძრავმა უნდა მოგვეცეს N<sub>ე</sub>=57,5 ცხმ და g<sub>ე</sub>=200 გრ/ცხმს.

122-ე ნახ-ზე ნაჩვენებია სიმძლავრის ვარდნის და საწვავის კუთრი ხარჯის გადიდების დამოკიდებულება სიმაღლისაგან. აქ მთლიანი ხაზი გამოსახავს შემთხვევას—როდესაც საწყის პარამეტრებად მიღებულია თბილისში ჩატარებული განოცდის მონაცემები, წყვეტილი ხაზი კი გამოსახავს შემთხვევას—როდესაც საწყის პარამეტრებად მიღებულია ზღვის დონეზე მუშაობის საეარაულო მონაცემები.

მოყვანილი მასალების მიხედვით შეიძლება მივიღოთ საბოლოო მაჩვენებლები, რომლებიც მოყვანილია 29-ე ცხრილში.



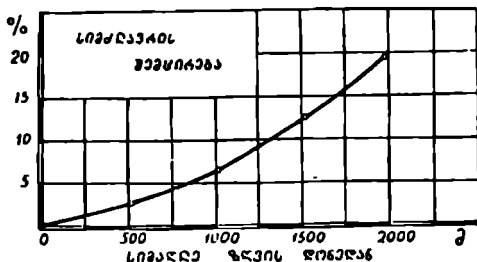
ნახ. 122. სიმძლავრის ვარდნის და საწვავის კუთრი ზარჯის მომატების დამოკიდებულება სიმაღლისაგან.

ცხრილი 29

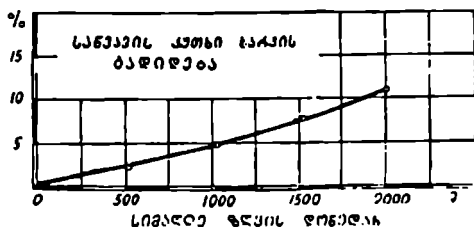
სიმაღლე მ-ში	N <sub>p</sub> ცხდ	G <sub>p</sub> გრ/ცხდ	სიმძლავრის შემცირება		საწვავის კუთრი ზარჯის მომატება	
			ცხდ	%	გრ/ცხდს	%
0	57,5	200	—	—	—	—
500	56,0	205	1,5	2,6	5	2,5
1000	54,0	210	3,5	6,1	10	5,0
1500	50,0	216	7,5	13,0	16	8,0
2000	46,5	221	11,0	19,0	21	10,5

აღსანიშნავია, რომ რიცხვები მოცემული საწყისი სიმაღლისათვის შეესაბამება საქარხნო მონაცემებს.

123-ე ნახ.ზე ნაჩვენებია სიმალისაგან დამოკიდებულებით სიმძლავრის ვარდნა, ხოლო 124-ე ნახ.ზე საწვავის კუთრი ხარჯის პროცენტული გადიდება.



ნახ. 123. სიმძლავრის ვარდნა გამოსახული პროცენტობით.



ნახ. 124. საწვავის კუთრი ხარჯის გადიდება გამოსახული პროცენტობით.

ზემომოყვანილი მონაცემები შეესაბამება ტრაქტორი  $\text{ДТ} - 54$ -ის ძრავს, რის გამო ისინი შეიძლება გავრცელდეს ყველა გრიგალური კამერის მქონე ძრავებზედაც (მაგალითად,  $\text{КД} - 35$ ).

## ს ა რ ჩ ე ვ ი

წინასიტყვაობა

გვ.  
4

შესავალი

5

### თ ა შ ი I

#### შეგაწვის ძრავის ტიპები

§ 1. ზოგადი განმარტებანი . . . . .	7
§ 2. დგუშოანი შეგაწვის ძრავის ძირითადი სქემა	7
§ 3. ძრავის ძირითადი პარამეტრები	8
§ 4. ძრავების კლასიფიკაცია . . . . .	10
§ 5. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავი	11
§ 6. ორტაქტიანი კარბურატორიანი ძრავი	16
§ 7. ძრავი ასანთი ბირთვით	18
§ 8. დიზელის კომპრესორიანი ძრავი	20
§ 9. დიზელის უკომპრესორო ძრავი . . . . .	23
დიზელის ოთხტაქტიანი უკომპრესორო ძრავი . . . . .	24
დიზელის ორტაქტიანი უკომპრესორო ძრავი . . . . .	26
§ 10. ძრავის სიმძლავრის რეგულება . . . . .	27
§ 11. შეგაწვის ძრავის ძირითადი მექანიზმები	27

### თ ა შ ი II

#### იდეალური და თეორიული ციკლები

§ 1. იდეალური ციკლები . . . . .	30
ციკლი მუდმივი მოცულობის დროს სითბოს მიწოდებით	31
სადროსცლო ციკლი . . . . .	32
ციკლი მუდმივი წნევის დროს სითბოს მიწოდებით	35
შერეული ციკლი . . . . .	36
§ 2. თეორიული ციკლები	38
შეწოვის პროცესი	39
კუმშვის პროცესი	42
წვის პროცესი . . . . .	44
გაგანეიტრების პროცესი	44
განდევნის პროცესი . . . . .	45
სწრაფი წვის ციკლის თერმული მარჯა კმედების კოეფიციენტი	46
შერეული ციკლის თერმული მარჯი კმედების კოეფიციენტი	47

ოთხტაქტიანი ძრავის ნამდვილი სამუშაო ციკლი

§ 1.	ზოგადი განმარტებანი . . . . .	48
§ 2.	წნევა გამომშვებ და შემწოვ მილებში	50
§ 2.	განაწილების ფახები . . . . .	52
	გამომშვები სარკველის გალების მომენტი	52
	გამომშვები სარკველის დახურვის მომენტი . . .	53
	შემწეები სარკველის გალების მომენტი .	54
	შემშვები სარკველის დახურვის მომენტი	54
	სარკველების გადახურვა .	55
§ 4.	შეწოვის პროცესი . . . . .	55
	შეწოვის პროცესის პარამეტრები . . . . .	56
	ნუბტის ტემპერატურა შემწოვ სარკველთან .	57
	ნარჩენი აირის ტემპერატურა	53
	ნარჩენი აირის წნევა .	61
	შუესების კოეფიციენტი	61
	ნარჩენი აირის კოეფიციენტი .	66
	აირის წნევა შეწოვის დასასრულს	67
	აირის ტემპერატურა შეწოვის დასასრულს .	69
§ 5.	შეკუმშვის პროცესი	71
	კუმშვის ხარისხი	71
	კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი .	73
	აირის წნევა და ტემპერატურა კუმშვის დასასრულს	75
§ 6.	წვის პროცესი	76
	საწვავი და მისი თბოუნარიანობა	76
	წვის რეაქციები და ჰერის საკირო რაოდენობა	79
	წვის პროდუქტების შედგენილობა	83
	მოლეკულური ცვლებადობის კოეფიციენტი .	87
	აირის საშუალო მოლეკულური სითბოტევადობა	89
	ნარევის თბოუნარიანობა . . . . .	90
	წვის განტოლება სწრაფი წვის ციკლისათვის	91
	წვის განტოლება შეუფელი ციკლისათვის	94
	დისოციაცია წვის პროცესის განმავლობაში	97
§ 7.	გაგანიერებისა და განდენის პროცესები . . . . .	98
	წვის სიჩქარის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე	99
	ბრუნვა რიკეის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე .	100
	ცილინდრის ზომების გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე	100
	დატვირთვის გავლენა გაგანიერების პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელზე	101
	აირის წნევა და ტემპერატურა გაგანიერების დასასრულს	102
	განდენის პროცესი	102
§ 8.	ინდიკატორული დიაგრამის აგება	103
§ 9.	საშუალო ინდიკატორული წნევა	105
	საერთო განმარტება . . . . .	105
	საშუალო ინდიკატორული წნევა დაუმრგვლებელი დიაგრამისათვის .	106
	ნამდვილი საშუალო ინდიკატორული წნევა	108
§ 10.	საშუალო ეფექტური წნევა	109
§ 11.	ძრავის სიმძლავრე	110

ინდიკატორული სიმძლავრე	110
ეფექტური სიმძლავრე	111
ლიტრული სიმძლავრე	113
სავადასახადო სიმძლავრე	113
§ 12. ძრავის მარჯი ქმედების კოეფიციენტები	114
საერთო განმარტება	114
თერმული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი	114
ფარდობითი მარჯი ქმედების კოეფიციენტი	115
ინდიკატორული მარჯი ქმედების კოეფიციენტი	115
მექანიკური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი	117
ეფექტური მარჯი ქმედების კოეფიციენტი	118
§ 13. ძრავის სიბთური ბალანსი	119
§ 14. ძრავის ძირითადი ზომები	120

**თ ა ვ ი IV**

**სავტოტრაქტორო ძრავის მახასიათებლები**

§ 1. სიჩქარითი მახასიათებლები	122
§ 2. სადატვირთო მახასიათებლები	127
§ 3. უქმი სვლის და სარეგულაციო მახასიათებლები	129
§ 4. სიჩქარითი მახასიათებლების აგება ემპირიული ტოლობების დახმარებით	131

**თ ა ვ ი V**

**კარბურატორიანი ძრავის სამუშაო პროცესი და მიხი თავისებურებანი**

§ 1. წვის პროცესის თავისებურებანი	132
წვის სიჩქარე და ალის გავრცელების სიჩქარე	133
ძრავის მუშაობის სიხისტე	134
დეტონაცია	135
§ 2. კონტრაქტული ფაქტორების გავლენა ძრავის მუშაობაზე	138
კუმშვის ხარისხის გავლენა	139
წვის კამერის ფორმის და სანთლის ადგილმდებარეობის გავლენა	140
ცილინდრის ზომების გავლენა	146
დღუშისა და ცილინდრების სახურავისათვის გამოყენებული მასალის გავლენა	147
§ 3. სავქსალაატაციო ფაქტორების გავლენა ძრავის მუშაობაზე	147
ანთების წინსწრების კუთხის გავლენა	147
საწვავი ნარევის შედგენილობის გავლენა	149
მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის გავლენა	150

**თ ა ვ ი VI**

**დადრობების გავლენა კარბურატორიანი ძრავის მუშაობაზე**

§ 1. საერთო მოსახრებები	150
საკითხის დაყენება	150
დაყვანილი კუმშვის ხარისხი და დადრობების კოეფიციენტი	153
§ 2. შევების პროცესი	155
მიღებული პირობა	155
შევების კოეფიციენტი	156
	217



	აირის ტემპერატურა შევსების ბოლოს	159
	ნარჩენი აირების კოეფიციენტი .	161
§ 3.	შეკუმშვის პარაკესი . . . . .	162
	შეკუმშვის დასასრულს აირის P <sub>c</sub> წნევა და T <sub>c</sub> ტემპერატურა	162
	კუმშვის პოლიტროპის საშუალო მაჩვენებელი . . . . :	164
§ 4.	ტემპერატურა და წნევა წვის დასასრულს . . . .	164
§ 5.	წნევა და ტემპერატურა გაგანიერების დასასრულს . . . . .	168
§ 6.	კარბურატორიანი ძრავის სითბური გაანჯარიშების მაკალითი	169
§ 7.	ძრავის გამოყენება მანქანის დამუზარუქებისათვის .	175
	დამუზარუქება ნორმალურად მომუშავე ძრავით . .	176
	დამუზარუქება ძრავით, როცა გამორთულია ანთება . . .	177
	დამუზარუქება სპეციალური მოწყობილობის მქონე ძრავით	178

**თ ა ვ ი VII**

**ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა კარბურატორიანი ძრავის მუშაობაზე**

§ 1.	ძრავის თეორიული ციკლი . . . . .	180
	ციკლის ც:ლეული პარაკესების პარამეტრები	180
§ 2.	ნამდვილი ციკლი . . . . .	181
	ნარჩენი აირების წნევა და ტემპერატურა	181
	შევსების კოეფიციენტი .	163
	ნარჩენი აირების კოეფიციენტი . . . . .	185
	აირის წნევა და ტემპერატურა შეწოდის დასასრულს . . . . .	186
	ძრავის სიმძლავრე და მექანიკური მარგი კმედების კოეფიციენტი . . . .	186
	საწვავის ხარჯი და მარგი კმედების კოეფიციენტები . . . . .	188
§ 3.	ძრავები გადიდებული კუმშვის ხარისხით . . . . .	190

**თ ა ვ ი VIII**

**ღაზელის ძრავის სამუშაო პარაკესი და მისი თავისებურებანი**

§	წვის პარაკესის თავისებურებანი . . . . .	193
	საწვავი სავეტორატორო დიზელიანათვის . . . . .	196
§ 2.	კანსტრუქციული ფაქტორების გავლენა დიზელის მუშაობაზე . .	198
§ 3.	საექპლოატაციო ფაქტორების გავლენა დიზელის მუშაობაზე	199

**თ ა ვ ი IX**

**ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა დიზელის მუშაობაზე**

§ 1.	საერთო მონაცემები .	201
	ცილინდრების შეეება .	202
	ნარჩენი აირების პარამეტრები . . . . .	206
	ციკლის დამახასიათებელ წერტილებში აირის წნევა და ტემპერატურა . .	207
§ 2.	სატრაქტორო დიზელის „ქტ - 54“-ის სიმძლავრისა და ეკონომიურობის და- მოკიდებულება სიმაღლისაგან .	209