

AZƏRBAYCAN Texniki Universitetinin n'zdində
Bakı Texniki Kolleci

Fənn: Avtomobillərin nəzəriyyəsi, konstruksiya edilməsi və
hesablanması əsasları

Mühazirə konspekti: V.N.Məmmədov

Bakı--2022

Mündəricat

1. Giriş . Avtomobil mühərrikləri nəzəriyyəsinin məqsədi	2
2. Mühərrikin istilik balansı. Mühərrikin ideal tsikli	5
3. Nəzəri tsikllər	8
4. Həqiqi tsikllər.	9
5. Sorma və sıxma parametrlərinin təyini	17
6. Karbüratorlu mühərrikin yanıcı qarışığının hazırlanması. Mühərrikdə yanıcı qarışığın hesablama prosesi.	28
7. Mühərrikin xarakteristikası haqqında məlumat.	54
8. Mühərrikin güc xarakteristikası	62
9. Mühərrikin sınaqlarının vəzifələri və növləri.	64
10. Tormozlama qurğuları.	66
11. Dirsəkli valın fırlanma tezliyi. Dirsəkli—sürgüqolu mexanizminin Kinematikası	71
12. Mühərriklərin tarazlaşdırılması.	85
13. Avtomobilə təsir edən qüvvələr. Diyirlənmə müqavimət qüvvəsi	96
14. Havanın müqavimət qüvvəsi.	99
15. Yolun müqavimət qüvvəsi.	105

Giriş

Yanacağın porşenli maşınların silindri daxilində yandırılması ideyası hələ XVIII əsrin axırlarında meydana gəlmişdir, lakin belə daxili yanma mühərrikləri-nin (DYM) hazırlanması və istehsalı üçün lazımi şərait ancaq XIX əsrin ikinci yarısında yarandı. İlk DYM 1860-cı ildə fransız mexaniki Etyen Lenuarın ixtira etdiyi ikitaklı qazla işləyən mühərrik olub, onun faydalı iş əmsalı cəmi 4...5% təşkil edirdi. 1877...1878-ci illərdə Alman ixtiraçısı Nikolay Ottonun yaratdığı dördtaklı qabaqcadan sıxılmış qazla işləyən mühərrikin qənaətçilliyi E. Lenuarın maşınından əhəmiyyətli dərəcədə yüksək olduğu üçün sənayedə tətbiq edilməyə başladı və DYM –nin inkişafında mühüm mərhələ oldu.

XIX əsrin axırlarında neftdən alınan maye yanacaqların istehsalı da DYM-nin inkişafına güclü təkan verdi. Çox maraqlıdır ki, dünyada ilk neft quyusu 1848-ci ildə Azərbaycanda, Bibi-Heybətdə qazılmışdır. 1864-cü ildə Kubanda ilk rus neft quyusu qazılıb.

Rusiyada maye yanacaqda işləyən karbürətorlu mühərriki 1879-cu ildə dəniz donanmasının kapitanı Oqnesliv Stepanoviç Kostoviç dirijbal üçün hazırlamışdır.

1896-cı ildə alman mühəndisi R.Dizel yüksək sıxmadan öz-özünə alovlanmalı DYM-nin konstruksiyasını hazırladı. 1899-cu ildə Peterburqda daha qənaətcil dizel mühərriki hazırlandı. Bu mühərrik kerosin, solyar yağı və xam neftlə işləyirdi. Bu dizel mühərrikləri qənaətcil olsalar da yanacağın silindrə verilməsi üçün böyük ölçülü kompressor tələb etdikləri üçün onların nəqliyyatda tətbiqi ləngiyirdi.

1901-ci ildə rus mühəndisi Q.V. Trinkler yanacağı yüksək təzyiq altında silindrə püskürmək üçün kiçik ölçülü nasos və forsunkadan, başqa sözlə kompressorsuz dizeldən istifadə etməyi təklif etdi. 1910-cu ildə rus ixtiraçısı Y.V. Mamin traktorlarla istifadə etmək üçün belə öz-özünə alovlanma ilə işləyən dizel mühərrikini yaratdı.

Mühərrikin nəzəriyyəsinə aid məsələlərin işlənilib hazırlanmasında da müxtəlif elmi-tədqiqat institutları və alimlər müvəffəqiyyətlə işləmişdilər.

DYM –nin istilik hesabının klassik üsulu 1906-cı ildə Moskva Ali Texniki Məktəbinin professoru V.İ. Qrinevetski tərəfindən əsaslandırılmışdır.

DYM işçi prosesləri nəzəriyyəsinin təkmilləşdirilməsi məsələləri keçmiş SSRİ EA –nın müxbir üzvü N.R. Brilinqin, professor Y.K. Mazinqin, akademik B.S. Steçkinin, A.S. Orlinin, V.N. Boltinskinin, N.S. Jdanovskinin, İ.M. Leninin və başqalarının elmi əsərlərində öz əksini tapmışdır.

Porşenli DYM avtotraktor quruculuğunun inkişafı üçün etibarlı enerji mənbə-yi olmaqla, kənd təsərrüfatı sahəsindəki traktor və avtomobillərin də kütləvi istehsalı üçün şərait yaratdı.

Onlarla traktor və avtomobil, mühərrik zavodlarında, elmi və tədris institutlarında müasir DYM –nin daha da təkmilləşdirilməsi və yeni mühərriklərin yaradılması sahəsində bu gün də ciddi tədqiqat işləri aparılır.

Müasir traktor və avtomobil mühərriklərinin təkmilləşdirilməsi əsasən iki istiqamətdə aparılır.

1. Yanıcı qatışıqın yaranması və yanması proseslərinin təkmilləşdirilməsi;
2. Mühərriklərin kinematik sxemlərinin təkmilləşdirilməsi. Lakin, üçüncü istiqamət də nəzərə çarpır ki, bu halda hər iki üsulun üstünlüklərindən istifadə etməyə səy göstərilir (qazoturbinli və buxar mühərrikləri).

Yanıcı qatışıqın yaranması və yanması proseslərinin təkmilləşdirilməsi mühərriklərin termiki f.i.ə.-lərinin yüksəldilməsinə əsaslanır. Karbüratorlu mühərriklərdə bu məqsədlə sıxma dərəcəsinin yüksəldilməsi üsulundan geniş istifadə edilir. Lakin Moskva azlitrajlı avtomobil zavodunda (MZMA) və digər zavodlarda aparılmış təcrübi işlərin nəticəsi göstərmişdir ki, karbüratorlu mühərriklərdə sıxma dərəcəsinin 9...10 qiymətindən çox artırılması sərfəli deyil, çünki bu zaman sürtünmə itkiləri həddindən çox artır.

Digər tərəfdən hal-hazırda istifadədə olan Aİ-93 benzininin detonasiya nöqtə-yi nəzərindən fiziki-kimyəvi keyfiyyətləri konstruktorlarımızı sıxma dərəcəsinə 8,5...8,8 qiymətlərində saxlamağa məcbur edir.

Dizellərdə sıxma prosesinin sonunda yüksək temperatur almaq məqsədilə yeni sorulan yükün 15:1 nisbətindən daha çox sıxılması əhəmiyyətli dərəcədə fayda ver-

mədiyi üçün onlarda yeganə təkmilləşmə istiqaməti yanıcı qatışıqın hazırlanması və yanması proseslərinin təkmilləşdirilməsi hesabına daha çox yanacaq molekullarının buxar şəklində yandırılmasıdır.

Mühərrikin kinematik sxemlərinin dəyişdirilməsi hesabına onların konstruksiyalarının təkmilləşdirilməsinə misal olaraq rotorlu mühərrikləri, Balandin mühərriki, orbital mühərriki, qazoturbinli və buxar mühərriklərini və s. misal göstərmək mümkündür. Lakin bu mühərriklər müxtəlif səbəblərdən müasir traktor və avtomobil mühərrikləri kimi geniş inkişaf tapa bilməmişlər.

Mühərriklərin istilik balansı.

Mühərrikdə yandırılan yanacağın istiliyinin faydalı işə və ayrı-ayrı itkilərə hansı nisbətdə paylanmasını araşdırmaq məqsədilə istilik balansından istifadə olunur. İstilik balansı həmçinin mühərrik hissələrinin qızma dərəcəsini müəyyənləşdirməyə, soyutma sisteminin layihələndirilməsinə, işlənmiş qazların istiliyini müəyyənləşdirməyə və ondan istifadə etməyə, mühərrikin yanacaq qənaətcilliyini yaxşılaşdırmaq imkanlarını təhlil etməyə də imkan verir.

İstilik balansı ümumi şəkildə aşağıdakı tənliklə ifadə olunur:

$$Q_{\text{üm}} = Q_e + Q_c + Q_Q + Q_H + Q_{\text{qal}},$$

burada $Q_{\text{üm}}$ – yanacaq vasitəsilə mühərrikə verilən ümumi istiliyin miqdarı olub, aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$Q_{\text{üm}} = Q_H \cdot G_m k_{\text{Coul}} / \text{saat}.$$

G_m – saatlıq yanacaq sərfi olub, ya mühərrikin xarakteristikasından götürülür, ya da hesablana bilər.

Mühərrikin effektiv işinə sərf olunan istiliyin miqdarı:

$$Q_e = Q_H G_m \eta_e k_{\text{Coul}} / \text{saat},$$

burada η_e – effektiv f.i.ə. olub, əkstip mühərrikdən qəbul edilir, ya da istilik hesabının nəticəsində müəyyənləşdirilir.

Soyutma sistemi ilə itən istiliyin miqdarı:

$$Q_c = c i D^{1+2m} n^m (Q_H - \Delta Q_H) / \alpha Q_H kCoul / saat,$$

burada c - mütənasiblik əmsalı olub, $c = 0,45 \dots 53$ qəbul edilə bilər.

Bu ifadədə D silindrin diametri sm-lə yerinə yazılmalıdır.

m -qüvvət göstəricisi olub, $m = 0,6 \dots 0,7$ qəbul edilir.

İxrac qazları ilə itən istiliyin miqdarı:

$$Q_Q = G_m (MC_p^I T_r - \alpha L_0 C_{pl} T_0) kCoul / saat.$$

Yanacağın kimyəvi cəhətdən tam yanmaması nəticəsində itən istilik:

$$Q_H^I = \Delta Q_H \cdot G_m kCoul / saat.$$

Digər nəzərə alınması mümkün olmayan istilik itkiləri:

$$Q_{qal} = Q_{üm} - (Q_e + Q_c + Q_Q + Q_H^I) kCoul / saat.$$

Bu ifadədə mexniki işə istilik itkiləri də digər (qalan) itkilərin tərkibinə daxil edilmişdir.

Hesabatın düzgünlüyü istiliyin paylanması faiz bölgüsü ilə təyin edilə bilər. Bu məqsədlə $Q_{üm} = 100\%$ qəbul edilir və Q_{qal}, Q_e, Q_c və Q_Q hədlərinin $Q_{üm}$ – ümumi istiliyə nisbətən faiz bölgüsü təyin edilir:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{üm}} \cdot 100\%; \quad q_c = \frac{Q_c}{Q_{üm}} \cdot 100\%; \quad q_Q = \frac{Q_Q}{Q_{üm}} \cdot 100\%;$$

$$q_H^I = \frac{Q_H^I}{Q_{üm}} \cdot 100\%; \quad q_{qal} = \frac{Q_{qal}}{Q_{üm}} \cdot 100\%$$

Hesabat düzgün aparılmışdırsa,

$q_e + q_c + q_Q + q_H^I + q_{qal} = 100\%$ təşkil etməlidir.

Mühərrikləri müqayisə etdikdə və ya istilik itkilərini daha əyani qiymət-ləndirmək lazım olduqda, istilik balansının aşağıdakı hədd qiymlərindən istifadə edilə bilər (cədvəl 1)

**Traktor və avtomobil mühərriklərində istiliyin
paylanması, faizlə**

Cədvəl 1.

<i>Sərf olunan istiliyin adı</i>	<i>Karbürətorlu</i>	<i>Dizel</i>
Effektiv işə	20...32	30...40
Soyutma sistemində	20...30	15...25
Yanmış qazlara	30...55	25...45
Natamam yanmaya	0...20	0
Digər (qalan) itkilərə	8...16	9...22

PORŞENLİ DYM –nin HƏQİQİ TSİKLLƏRİ

Daxili yanma mühərrikləri – istilik mühərriklərinə aid edilməklə, burada ya-nacaq bilavasitə silindrin daxilində yandırılır və bu zaman kimyəvi enerji hesabına mexaniki iş alınır.

Real DYM –də kimyəvi enerji mexaniki işə bir sıra ardıcıl fiziki –kimyəvi və termodinamik proseslərin vasitəsilə çevrilir.

Mühərrikin iş tsikli – hər bir silindrdə vaxtaşırı təkrar olunan kompleks ardıcıl proseslərin məcmuna deyilir. Bu və ya digər iş tsikli üçün müvafiq termodinamik (ideal) tsikllər əsas qəbul edilir.

İdeal tsikl – elə qapalı, dönən və vaxtaşırı təkrar olunan tsiklə deyilir ki, (şəkil 1) bu zaman termodinamikanın ikinci qanununa müvafiq olaraq, soyuq mənbəyə verilməli olan istilikdən (Q_2) başqa istilik itkiləri yoxdur. İdeal tsikldə istifadə olunan işçi cismnin istilik tutumu, miqdarı və kimyəvi tərkibi sabit qalır, ətraf mühitə istilik verilmir, sıxma və genişlənmə prosesləri adiabatikdir. Bu zaman real mühərrikdəki yanacağın yanması, istiliç mübadiləsi və silindrlərin təmizlənməsi prosesləri əvəzinə işçi cismə isti mənbədən istiliyin verilməsi (Q_1 və Q_1) və ondan istiliyin alınması (Q_2) prosesləri gedir.

Mühərrikin nəzəriyyəsində ideal tsikldən əlavə tədqiqatın məqsədindən asılı olaraq nəzəri tsikllər də öyrənilir.

Nəzəri tsikl – dəyişən tərkibə malik olan real işçi cismə həyata keçirilən qapa-lı olmayan və dönməyən tsiklə deyilir.

İdeal tsikldən fərqli olaraq nəzəri tsikldə işçi cism həqiqi mühərrikdə olduğu kimi tərkibi və istilik tutumu dəyişən real qazdır. Lakin bu zaman şərti olaraq qə-bul edilir ki, yanacaq tamamilə yanır, isitilik mübadiləsi yoxdur və yanma prosesi ideal tsikldəki istilik verilmə qanunları üzrə gedir.

Genişlənmə prosesində yanacağın istilik enerjisi mexaniki işə çevrilir. Nəzəri tsikl üzrə karbürətorlu və dizel mühərriklərində genişlənmə prosesi adiabat üzrə gedir. Həqiqi mühərriklərdə isə genişlənmə prosesində yanmanın davamı, qazların kipliklərdən sızması və istiliyin bir hissəsinin soyutma sistemə verilməsi nəticə-sində genişlənmə dəyişən göstəricili n_2 politropik prosesi ilə gedir. Hesabatı sadə-ləşdirmək üçün isə politropik genişlənmənin göstəricisi n_2 sabit kəmiyyət kimi qə-bul edilir. Buna görə də indikator diaqramının z və b nöqtələri üçün aşağıdakı bəra-bərliyi yazı bilərik:

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2}.$$

Bu tənlikdən genişlənmə prosesinin sonundakı təzyiqi P_b təyin edə bilərik; karbürətorlu mühərriklər üçün:

$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Dizel mühərrikləri üçün isə $V_b/V_z \approx V_a/V_z = \delta$ işarə olunur və sonradan genişlə-nmə dərəcəsi adlanır, başqa sözlə dizellər üçün

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} : \frac{V_z}{V_z^I} = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

yazı bilərik.

Burada ρ – qabaqcadan genişlənmə dərəcəsi adlandırılır və $\rho = 1,2...1,4$ arasın-da dəyişə bilər. Bütün yuxarıda qeyd edilənləri nəzərə alsaq, dizellər üçün v nöqtə-sində qazların təzyiqi aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}.$$

Genişlənmə prosesinin sonunda qazların temperaturu indikator diaqramı üzrə z və b nöqtələri üçün qazların xarakteristika – Mendeleyev-Klayperon tənliyindən təyin edilir:

$$P_z V_z = G_z R_z T_z; \quad P_b V_b = G_b R_b T_b;$$

İkinci tənliyi birinciyə bölsək və $R_z \approx R_b, G_z \approx G_b$ qəbul etsək

$$T_b = T_z \frac{P_b V_b}{P_z V_z}.$$

$\frac{P_b}{P_z}$ – nisbətini həcmnlərin nisbəti ilə əvəz etsək, karbüratorlu mühərrik üçün genişlənmə prosesinin sonundakı temperaturu aşağıdakı ifadədən təyin edə bilərik:

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$$

dizellər üçün isə genişlənmə prosesinin sonundakı temperatur:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

Genişlənmə prosesinin sonunda təzyiq və temperatur mühərrikin normal yüklənmə rejimində aşağıdakı qiymətləri ala bilər:

karbüratorlu mühərriklər üçün $P_b = 0,35...0,60 \text{ MPa}$, $T_b = 1400...1700 \text{ K}$;

dizellər üçün $P_b = 0,2...0,5 \text{ MPa}$, $T_b = 1000...1400 \text{ K}$.

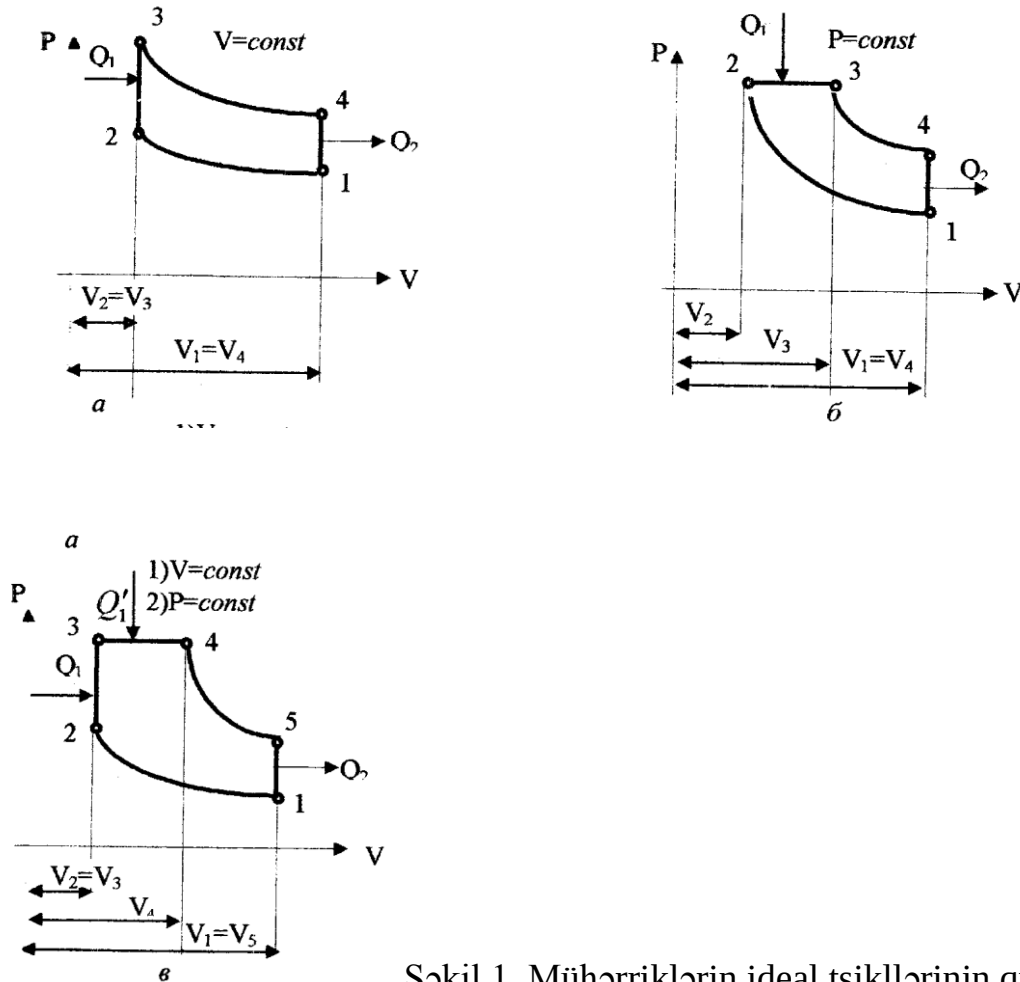
Fırlanma tezliyi yüksək olan mühərriklər üçün təzyiq və temperaturun nisbə-tən yuxarı həduda yaxın qiymətləri xarakterikdir.

rtıq olur $n_2^I > k_2^I$ (şəkil 15).

Həqiqi tsikl – mühərrikin silindrləri daxilində real şəraitdə gedən tsikl olmaq-la, ideal tsikllərin hər hansı birinə əsaslanır.

Həqiqi tsikllə işləyən mühərriklərdə yanma hələ axıra qədər öyrənilməmiş fi-ziki – kimyəvi qanunlar üzrə gedir və bütün tsikl müddətində ətraf mühitlə istilik mübadiləsi baş verir. İşçi cism isə tərkibi və istilik tutumu dəyişən real qazdır.

Beləliklə, ideal tsikl ideal şəraitdə əmələ gəlir və ən yüksək göstəricilərə (f.i.ə.-na) malik olur. Bütün DYM ideal tsikl nöqtəyi nəzərindən aşağıdakı üç tsikl-dən biri ilə işləyir (şəkil 1).



Şəkil 1. Mühərriklərin ideal tsikllərinin qrafiki.

- a) istiliyin sabit həcmdə verilən tsikl ($V = \text{const}$),
 - b) istiliyi sabit təzyiqdə verilən tsikl ($P = \text{const}$),
 - v) istiliyi qarışıq şəraitdə verilən tsikl ($V = \text{const}, P = \text{const}$)
1. İstiliyi sabit həcmdə verilən tsikl (şəkil 1, a);
 2. İstiliyi sabit təzyiqdə verilən tsikl (şəkil 1, b);
 3. İstiliyi qarışıq şəraitdə, yəni qismən sabit həcmdə, qismən də sabit təzyiqdə verilən tsikl (şəkil 1, v).

Traktor və avtomobil dizelləri üçün istiliyin qarışıq üsulla (həcm $V = \text{const}$ və təzyiq $P = \text{const}$) verilməsi tsikli, elektrik qığılcımı ilə məcburi alıxdırma (karbüratorlu)

mühərriklər üçün isə istiliyin sabit həcmdə verilməsi tsikli termodinamiki model olaraq qəbul edilə bilər.

Nəzəri tsikl, ideal və həqiqi tsikllərə nisbətən aralıq yer tutur. Nəzəri tsikl və ideal tsikl kimi yalnız nəzəri olaraq mümkündür, ancaq alınma şəraiti həqiqi tsiklin alınma şəraitinə daha yaxındır.

Həqiqi tsikllərin diaqramları

Həqiqi tsikllər real mühərriklərdə həyata keçirilməklə, burada işçi cism olaraq hava ilə yanacaq qarışığından istifadə olunur.

Həqiqi tsikldə mühərrikin dolma və ixrac sistemlərindəki qazodinamik müqavimətlər, sıxma və yanma məhsullarının ixracı prosesləri və s. mütləq nəzərə alınmalıdır.

Həqiqi tsikl təsəvvürdə yox, real şəraitdə mövcud olduğu üçün onun diaqramını işləyən mühərrikin silindrləri daxilində gedən proseslərin göstəricilərini qeyd edən cihazlar vasitəsilə də almaq mümkündür.

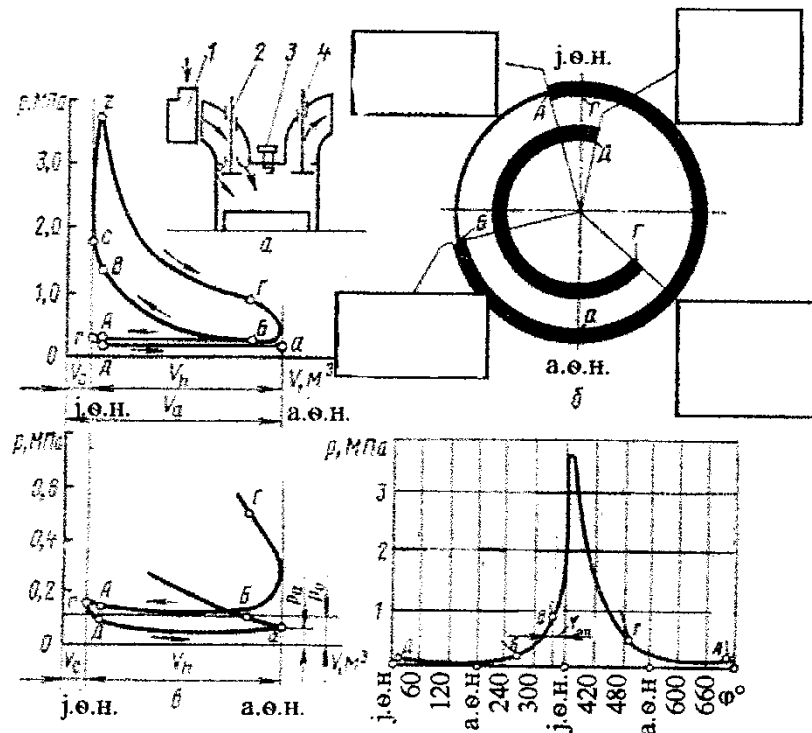
Həqiqi tsikllə işləyən mühərrikin diaqramını almağa imkan verən cihaza indikator, indikatorla alınan diaqrama isə indikator diaqramı deyilir.

Mühərriklərin həqiqi tsikllərinin öyrənilməsi və müqayisəli analizi üçün, onların təkmilləşdirilmə yollarını araşdırmaq, əsas göstəricilərini təyin etmək, yeni mühərriklər layihələndirmək və s. üçün indikator diaqramı böyük əhəmiyyətə malikdir.

Dördtaktlı DYM –nin həqiqi tsiklləri

Məlumdur ki, dördtaktlı mühərriklərdə bir iş tsikli dirsəkli və yalnız iki tam dövründə (720° dönmündə) və ya porşenin dörd gedişində başa çatır.

Əyani müşahidə etmək məqsədilə və mühərrikin silindrləri daxilində gedən prosesləri daha yaxşı başa düşmək üçün onların qazpaylama fazası və indikator diaqramında P-V və P –φ koordinatlarında qeyd edilmişdir. (şəkil 2 və 3).



D – çıxarmanın sonu;
 B – sormanın sonu;
 V – alışdırma momenti;
 Q – çıxarmanın başlanğıcı;
 A – sormanın başlanğıcı.

Şəkil 2. Dördtaktlı karbürətorlu mühərrikin sxemi (a), qazpaylama fazası (b), indikator diaqramı (v) və onun açılışı (q).

1 – karbürətor; 2 – sorma klapanı; 3 – alışdırma şamı; 4 – çıxarma klapanı.

Karbürətorlu mühərriklərdə (şəkil 2) ra – sorma, ac – sıxma, cz – yanma, zb – genişlənmə, br – ixrac proseslərini göstərir. Yanıcı qatışıqın silindrə sorulması A nöqtəsinə - sorma klapanının açılmağa başlama momentinə, qurtarması isə B nöqtəsinə - sorma klapanının bağlanma momentinə təvafüq edir. Sorma klapanının nəzəri tsiklə nəzərən (ra) tez açılıb, gec bağlanmasında məqsəd prosesin davamını artırmaq və sorma prosesindəki ətalət hadisələrindən istifadə edərək silindrlərin dolmasını artırmaqdan ibarətdir. Yanıcı qatışıq qabaqkı tsikldən silindrdə qalan yanmış qazlarla qarışaraq işçi qatışınıqı əmələ gətirir.

İşçi qatışıqı politropik olaraq sıxılaraq yuxarı ölü nöqtəsinə (y.ö.n.) nəzərən bir qədər qabaqlama ilə (V nöqtəsi) alışdırma şamından verilən qılgılcımla məvbur

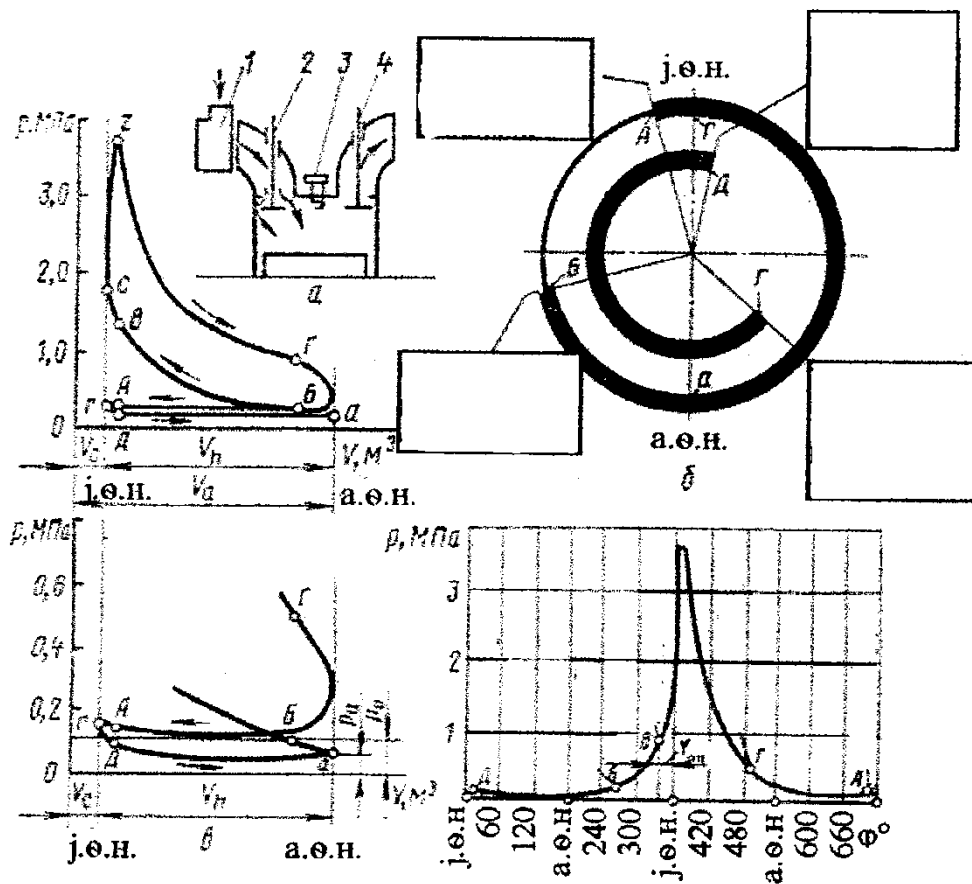
surətdə alışdırılır. Alov yanma kamerasının bütün həcmi boyunca böyük sürətlə (30...50 m/s) yayılaraq y.ö.n. ətrafında yüksək istilik alınmasını təmin edir. Bu zaman qazların təzyiq və temperaturu əhəmiyyətli dərəcədə artaraq, yanma prosesinin davamı dirsəkli valın 30...40° dönmünə təvafüq edir.

Qazların genişlənməsi zamanı mühərrikdə faydalı iş alınır. Bu zaman təzyiq və temperaturun azalması politropik proses üzrə olur.

Çıxarma klapanının açılma momentində (Q nöqtəsi) silindrin içərisində qazların təzyiqi atmosfer təzyiqindən çox olduğu üçün, porşenin aşağı ölü nöqtəsinə (a.ö.n.) doğru hərəkət etməsinə baxmayaraq, yanmış qazlar böyük sürətlə (əvvəlcə 600...700 m/s, sonra isə 100...250 m/s) ixrac olunur, a.ö.n. –dən sonra isə qazlar porşenin köməkliyi ilə silindrdən qovulur (QarD xətti). Silindrin yanmış qazlardan təmizlənməsi ixrac klapanı bağlanana qədər (D nöqtəsi) davam edir. Təsvir edilən indikator diaqramı mühərriki təşkil edən mexanizm və sistemlərin normal nizamlanma vəziyyətinə təvafüq edir. Qida, alışdırma sistemi nizamlamalarının, yanacağın keyfiyyətinin və s. dəyişməsi indikator diaqramının formasını bir qədər dəyişə bilər.

Sərbəst sormalı (basqısız) dördtaktlı dizel mühərrikinin qazpaylama fazası və indikator diaqramları şəkil 3-də göstərilmişdir.

Sorma klapanı açıldıqda ArDaB xətti üzrə silindrə təmiz atmosfer havası sorulur, sonra Bs xətti üzrə poliropik sıxma prosesi gedir. V nöqtəsi sıxma prosesinin sonunda yanacağın püskürülmə momentini göstərir. Yanacaq yüksək təzyiqlə püskürüldükdən sonra hava ilə qatışır, qızır, buxarlanır və sıxılmış havanın yüksək temperaturu nəticəsində öz – özünə alovlanma baş verir. Karbüratorlu mühərriklərdən fərqli olaraq, dizellərdə yanma prosesi iki mərhələdə - əvvəlcə təzyiq və temperaturun kəskin artması ($V = const$) şəraitində (cz^1 – sahəsi), sonra isə təzyiqin cüzi dəyişməsilə ($P = const$) temperaturun artması şəraitində ($z^1 Z$ sahəsi) gedir.



D – çıxarmanın sonu;
 B – sormanın sonu;
 V – püskürmə momenti;
 Q – çıxarmanın başlanğıcı;
 A – sormanın başlanğıcı.

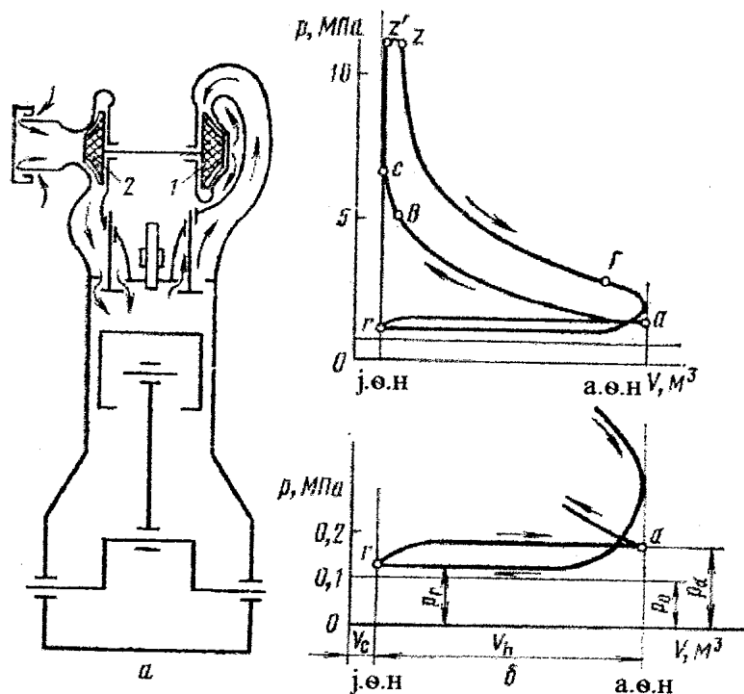
Şəkil 3. Sərbəst sormalı dördtaktlı dizel mühərrikinin sxemi (a), qazpaylama fazası (b), indikator diaqramı (v) və onun açılışı. (q)

1 – sorma klapanı; 2 – forsunka; 3 – çıxarma klapanı.

Yanmadan sonra politropik genişlənmə prosesi çıxarma klapanı açılana qədər (Q nöqtəsi) davam edir. İxrac prosesinin davamı yenə də işçi və sorma prosesləri-nin hesabına bir qədər artırılmışdır ki, (QarD sahəsi) silindrlərin yanmış qazlardan yaxşı təmizlənməsi təmin edilsin.

Dördtaktlı karbüratorlu və dizel mühərriklərində sıxma prosesi faktiki olaraq porşen a.ö.n. –dən keçdikdən sonra başladığı üçün prosesin davamı tam proşenin tam gedişindən (180° -dən) az olur.

Dördtaktlı turbobasqılı dizel mühərrikinin indikator diaqramı şəkil 4-də verilmişdir. Diaqramdan göründüyü kimi turbobasqılı mühərriklərdə sorma prosesinin təzyiqi nəinki atmosfer təzyiqindən, hətta çıxarma prosesinin təzyiqindən də yüksək olur. Buna görə diaqramda sorma xətti ixrac xəttindən yuxarıda yerləşir və bu xətlərin kəsişməsindən alınan sahə müsbət sahə hesab edilir (mühərrikin gücünün artdığını göstərir).

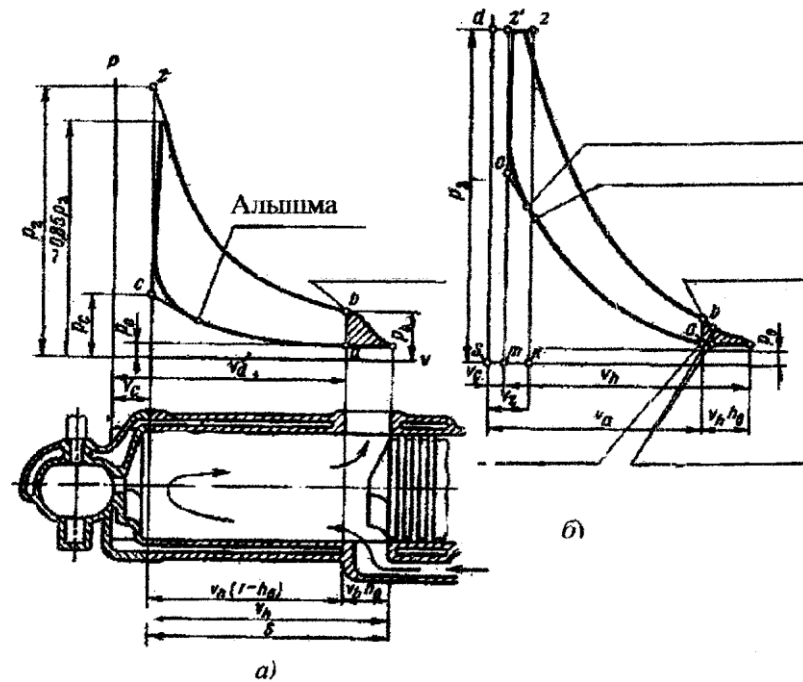


Şəkil 4. Dördtaktlı turbobasqılı dizel mühərrikinin sxemi (a) və indikator diaqramı (b). 1 – qaz turbini; 2 – kompressor.

İkitaktlı mühərriklərin həqiqi tsiklləri

İkitaktlı mühərriklərdə bir iş tsikli dirsəkli valın bir tam dövründə (360° dönmündə) və ya proşenin iki gedişində baş verir.

İkitaklı karbüratorlu və dizel mühərriklərinin indikator diaqramından (şəkil 5) göründüyü kimi sıxma, yanma və genişlənmə proseslərinin axımı eynilə müvafiq dördtaklı mühərriklərdə olduğu kimidir. Əsas fərq silindrlərin doldurulmasında (sorma prosesi) və ixrac qazlarından təmizlənməsində (ixrac prosesi) müşahidə olunur. İkitaklı mühərriklərdə bu proseslər porşenin a.ö.n. yaxınlığında hərəkətinin bir hissəsindən istifadə edilərək icra edilir.



Şəkil 5. İkitaklı çarxqolu – kameralı üfləməli karbüratorlu (a) və birbaşa üflə-məli dizel (b) mühərriklərinin indikator diaqramı.

Karbüratorlu ikitaklı mühərriklərdə iş taktının sonuna yaxın porşen xaricətmə pəncərəsini açır (v nöqtəsi) və işlənmiş qazlar atmosfərə xaric olunmağa başlayır. Porşen bir qədər də a.ö.n. doğru hərəkət etdikdən sonra üfləmə pəncərəsini açır və yeni yanıcı qatışıq silindrə daxil olur. Porşenin y.ö.n. - ə hərəkəti davam etdikcə əvvəlcə üfləmə pəncərəsi, sonra isə ixrac pəncərəsi (a nöqtəsi) bağlanır. Bundan sonra sıxma, yanma və s. proseslər analogi olaraq davam edir.

Beləliklə, indikator diaqramının v_a (ştrixlənmiş sahə) məntəqəsi ixrac və sor-ma (üfləmə) proseslərinə müvafiqdir. Göründüyü kimi silindrin işçi həcmi V_h və sorma prosesi üçün $V_h(1-h_d)$ göstərilir.

hissəsi sorma və ixrac prosesləri üçün istifadə olunur. Bu da öz növbəsində indikator diaqramının faydalı sahəsinin (mühərrikin gücünün) bir qədər azalmasına səbəb olur. İkitaklı dizel mühərriklərində sorma və ixrac proseslərinin gediş xarakteri ikitaklı karbüratorlu mühərriklərinə oxşardır. İkitaklı dizellərdə üfurmə nasosundan istifadə olunduğu üçün üstəlik doldurma nəticəsində diaqram atmosfer xəttindən (P_o) yuxarıda yerləşmişdir. Bu dizellərdə üfurmə prosesi silindrin divarındakı pəncərələr vasitəsilə, işlənmiş qazların çıxarılması isə klapan vasitəsilə gedir. İkitaklı mühərriklərdə üfləmə pəncərəsinin hündürlüyü h_v porşenin gedişinin 0,12...0,25 hissəsini təşkil edir.

Mühazirə 2

MÖVZU: SORMA VƏ SIXMA PARAMETRLƏRİNİN TƏYİNİ.

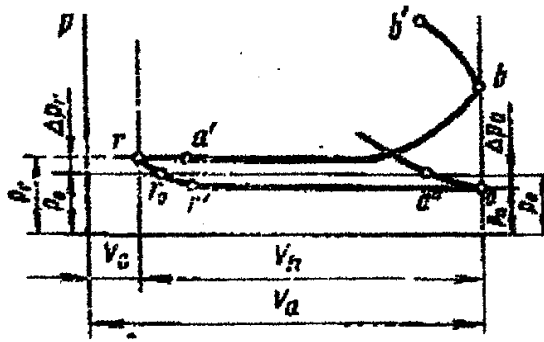
Mühazirənin planı:

1. Sorma prosesi.
2. Sıxma dərəcəsi və onun seçilməsi.
3. Sorma prosesinin sonundakı təzyiq və temperaturun təyini.
4. Sıxma prosesinin sonundakı təzyiq və temperaturun təyini.

SORMA PROSESİ.

Sorma prosesi şərti olaraq a^1 nöqtəsindən (şəkil 1.), yəni hələ porşen y.ö.n.-ə çatmamış sorma klapanının açılma momentindən başlayır və a^2 nöqtəsində, yəni porşen a.ö.n.-dən keçdikdən sonra sorma klapanının bağlama momentində qurtarır. Faktiki olaraq isə silindrlərin yeni yüklə doldurulması porşenin y.ö.n.-ə doğru hərəkəti zamanı baş verə bilər. Lakin başlanğıc momentdə (r nöqtəsi) $P_r > P_o$ və r^1 nöqtəsində $P_a < P_o$, sorma prosesində $P_{r^1} = P_a$ qəbul edilir, nəhayət porşen a.ö.n.-ə çatdıqda (a nöqtəsi) silindrin dolması zamanı təqyiq itkisi aşağıdakı kimi xarakterizə edilə bilər.

$$\sum P_{müq} = P_o - P_a.$$



Şəkil 1. Dördtaktlı mühərriklərdə qaz mübadiləsi

Klapanların keçid sahəsinin, porşenin sürətinin və s. dəyişməsi nəticəsində sorma prosesində silindrdəki təzyiq mütəmadi dəyişir və faktiki olaraq indikator diaqramında sorma xətti dalğavari olur, bu da yeni sorulan yükün qeyri-müntəzəm hərəkət etdiyini göstərir. Yeni mühərrik layihələndirilərkən sorma sisteminin dalğavari ətalətindən səmərəli istifadə edilməsi nəzərə alınır. Sorma sistemi parametrləri düzgün seçildikdə mühərrikin nominal iş rejimində ətalət və dalğavari proseslərin nəticəsində silindrlərin 10...15 faiz əlavə doldurulmasına nail olmaq mümkündür.

Silindrlərin yeni yüklə doldurulmasına və ümumiyyətlə sorma prosesində qaz mübadiləsinə bir sıra faktorlar ciddi təsir göstərir. Bu faktorların təsirini ayrı –ayrılıqda nəzərdən keçirək.

Sıxma dərəcəsi və onun seçilməsi.

Termodinamikadan məlumdur ki, daxili yanma mühərriklərinin termodinamik f.i.ə. sıxma dərəcəsindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır. Silindrin tam həcmi V_a yanma kamerasının həcmi V_c olan nisbəti sıxma dərəcəsi adlanır və dördtaktlı mühərriklər üçün aşağıdakı ifadədən təyin edilə bilər:

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

İkitaktlı mühərriklər üçün isə

$$\varepsilon = 1 + \frac{V_h(1 - h_v)}{V_c}.$$

Sıxma dərəcəsinə seçərkən onun qiymətinin mühərrikdə istilikdən səmərəli istifadə olunmasına, dizellərdə isə əlavə olaraq yanacaqın mühərrikin bütün rejimlərində etibarlı alışdırılmasına təsiri nəzərə alınmalıdır.

Sıxma dərəcəsinin artırılması bir tərəfdən termodinamiki f.i.ə.-nin artmasını təmin edirsə, digər tərəfdən isə mühərrikdə sürtünmə (mexaniki) itkilərin artmasına, müvafiq sürətdə isə mexaniki f.i.ə.-nin azalmasına səbəb olur. Nəticədə termodinamiki nöqteyi nəzərdən karbüratorlu mühərriklər üçün sıxma dərəcəsinin ən əlverişli (optimal) qiyməti mühərrikin konkret parametrlərindən asılı olaraq $\varepsilon = 11 \dots 13$ arasında olmalıdır. Lakin sıxma dərəcəsi artdıqca sıxma prosesinin sonunda qazların təzyiq və temperaturu əhəmiyyətli dərəcədə artır ki, bu da karbüratorlu mühərrikdə normal yanma prosesini pozur və yanma detonasiyalı xarakter alır.

Buna görə də karbüratorlu mühərriklərdə sıxma dərəcəsi $\varepsilon = 6 \dots 9$ hüdudunda götürülür.

Eyni gücə malik karbüratorlu mühərriklərdə eyni növ yanacaqdan istifadə edildikdə mühərrikin konstruksiyasından asılı olaraq sıxma dərəcəsi müxtəlif qiymətlər ala bilər. Bu onunla izah edilir ki, təzyiq və temperaturun işçi qatışıqına təsir müddəti bir sıra konstruktiv faktorlardan asılıdır. Bu faktorlardan yanma kamerasının parametrləri – forması, kamera səthinin onun həcminə olan nisbəti, klapanların və alışdırma şamlarının yerləşmə vəziyyəti daha çox təsir göstərir.

Sıxma dərəcəsinin seçilməsinə silindrin diametri və mühərrikin fırlanma tezli-yinin qiymətləri də əhəmiyyətli dərəcədə təsir edir. Belə ki, silindrin diametri kiçik, fırlanma tezliyi isə yüksək olduqca alovun yayılma yolu azalır, qatışıqın burulğanvari hərəkəti isə artır. Nəticədə sıxma və yanma proseslərinin davamı azalır. Bütün bunlar isə mühərrik üçün sıxma dərəcəsinin nisbətən yüksək qiymətini seçməyə imkan verir.

Dizellərdə sıxma dərəcəsinə seçərkən mühərrikin bütün mümkün olan iş rejimlərində, o cümlədən işə salma zamanı püskürülən yanacaq daha etibarlı alışdırıl-

ması üçün onun qiyməti tələb olunandan həmişə bir qədər artıq götürülür. Basqısız dizellərdə $\varepsilon = 16...20$, basqılı dizellərdə isə $\varepsilon = 12...15$ arasında qəbul edilir.

Sıxma dərəcəsini seçərkən mühərrikin vəzifəsi də nəzərə alınmalıdır. Silindrin diametrləri və yanma kamerasının parametrləri eyni olduqda və mühərriklər eyni növ yanacaq ilə işlədikdə traktor mühərriki üçün sıxma dərəcəsinin qiyməti avtomobil mühərrikinə nəzərən az götürülür. Bu onunla izah olunur ki, qeyd edilən mühərriklərin yük və sürət rejimləri əhəmiyyətli dərəcədə bir – birindən fərqlənir.

Minik avtomobillərinin orta istismar yüklənmə dərəcəsi 30...40%, orta tonnaj-lı yük avtomobillərinki 50...60% olduğu halda, əsas kənd təsərrüfatı əməliyyatlarında traktor mühərrikinin yüklənmə dərəcəsi 90...95 faizə qədər çata bilər. Avtomobil dizellərinin yüklənmə az olduğundan sıxma dərəcəsinin kiçik qiymətində onun qənaətcillik göstəriciləri də pisləşəcək. Dizellərdə isə yüksək sıxma dərəcəsində mühərrikin işi daha da gərginləşəcək və hissələrin yeyilmə intensivliyi də müvafiq sürətdə artacaqdır.

Sorma prosesinin sonundakı təzyiq **və temperaturun təyini.**

Sorma prosesi zamanı silindrdə qazların təzyiqi mütəmadi dəyişir və indikator diaqramında sorma əyrisi dalğavari xarakter daşıyır.

Bunun başlıca səbəbi mühərrik işləyərkən klapanların en kəsik sahəsinin və porşenin sürətinin səyişməsidir. Bu dəyişmə də öz növbəsində silindrə sorulan yeni yükün axma sürətinə və sorma yolunda qazodinamiki müqavimətə (təzyiqə) ciddi təsir göstərir.

Mühərrikin yük və sürət rejiminin dəyişməsi nəticəsində sorma yolunda və həm də silindrdə dalğavari sorma prosesinin xarakteri dəyişir. Qazpaylama fazası da sorma prosesinə ciddi təsir göstərir. Bütün yuxarıda deyilənlər anoloji olaraq çı-xarma prosesinə də aid edilə bilər.

Sorma və çıxarma proseslərində təzyiqin tərəddüd edən qiymətlərini ancaq yüksək hissiyatlı vericilər (datçiklər) vasitəsilə mühərrikin indikator diaqramını yazmaqla (çıxarmaqla) əldə etmək mümkündür.

Buna görə də sorma prosesinin sonundakı təzyiq dedikdə sorma prosesi ərzində təzyiqin orta qiyməti nəzərdə tutulur.

$$G_a = G_r + G_l,$$

burada G_r – qalıq qazların kütləsi, kq;

G_l – yeni sorulan yükün kütləsi, kq.

Bu ifadədən istifadə edərək, sorma prosesi göstəricilərini təyin edək. Qazların xarakteristika tənliyindən (Mendeleyev-Klayperon tənliyindən) istifadə edərək aşağıdakıları yazı bilərik.

$$G_a = \frac{P_a V_a}{R_a T_a} \quad \text{və} \quad G_r = \frac{P_r V_r}{R_r T_r},$$

burada V_r – qalıq qazların P_r təzyiqi və T_r temperaturundakı həcmidir.

$$R = 8314 \text{Coul/kmol} \cdot 1^\circ - \text{qaz sabitdir.}$$

Yeni sorulan yükün kütləsini tapmaq üçün dolma əmsalı ifadəsindən istifadə edirik.

Yeni sorulan yükün kütləsinin G_l ətraf mühitin P_0 təzyiqi və T_0 temperaturu şəraitində silindrin V_h işçi həcmi doldura biləcək yükün kütləsinə G_0 olan nisbətinə dolma əmsalı η_v deyilir:

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_0}$$

Yenə xarakteristika tənliyinə görə yazsaq, onda

$$G_0 = \frac{P_0 V_h}{R_0 T_0};$$

$$G_l = \eta_v G_0 = \frac{P_0 V_h}{R_0 T_0} \cdot \eta_v$$

G_0, G_r və G_l qiymətlərini (2.5) ifadəsində yerinə yazsaq, ifadəni sadələşdirmək məqsədilə tənliyin hər iki tərəfini V_c -yə bölsək $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$; $V_r = V_c$; $\frac{V_h}{V_c} = \varepsilon - 1$; $R_0 \approx R_r \approx R_a$ olduğunu nəzərə alsaq, sormanın sonundakı temperaturu təyin edə bilərik.

$$T_a = \frac{\varepsilon \cdot P_a}{\eta_v (\varepsilon - 1) P_0 + \frac{T_0}{T_r} P_r} T_0.$$

Bu ifadədən dolma əmsalını azad etmək məqsədi ilə istilik balansı tənliyindən istifadə edirik.

$$G_a C_{va} \cdot T_a = G_r C_{vr} T_r + G_l C_{vl} T_0^1,$$

burada C_{va}, C_{vr} və C_{vl} – müvafiq surətdə sormanın sonunda (a nöqtəsində), qalıq qazların və yeni sorulan yükün 1kq-nın istilik tutumudur;

T_0^1 – yeni sorulan yükün sorma borusu, klapan, silindrin divarı və s. ilə toxunması nəticəsində qızdıqdan sonrakı temperaturudur.

G_0, G_r və G_l qiymətlərini istilik balansı tənliyində (2.7) yerinə yazsaq, tənliyin hər iki tərəfini V_c -yə bölsək və $\frac{C_{va}}{R_a} \cong \frac{C_{vr}}{R_r} \cong \frac{C_{vl}}{R_0}$ şərtini qəbul edərək ifadəni sadələşdirsək, sorma prosesinin sonundakı təzyiqi təyin edə bilərik:

$$P_a = \frac{\eta_v P_0 (\varepsilon - 1) \cdot T_0^1 + P_r T_0}{\varepsilon \cdot T_0} \text{ MPa}$$

Əgər sorma prosesinin sonundakı təzyiq P_a verilərsə, onda bu ifadədən mühərrikin dolma əmsalını da tapa bilərik:

$$\eta_v = \frac{(P_a \cdot \varepsilon - P_r) \cdot T_0}{P_0 (\varepsilon - 1) \cdot T_0^1}$$

Dolma əmsalının bu ifadəsini (2.9) düsturunda nəzərə alsaq, sormanın sonundakı temperaturu təyin edə bilərik:

$$T_a = \frac{T_0^1}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \left(1 - \frac{T_0^1}{T_r} \right)}$$

(2.10) ifadəsindən göründüyü kimi sorma prosesinin sonundakı temperatur ət-raf mühit şəraitindən (P_0 və T_0), sorulan qazların qızma intensivliyindən (T_0^I), sor-ma və çıxarma yollarının müqavimətindən (P_a və P_r), deməli həm də mühərrikin yükündən də fırlanma tezliyindən və s. asılı olaraq dəyişə bilər. Dördtaktlı basqısız dizellərdə $T_a = 310...350K$; karbüratorlu mühərriklərdə $T_a = 320...380K$, dördtaktlı basqılı dizellər və birbaşa üfləməli ikitaktlı dizellərdə isə $T_a = 320...400K$ arasında dəyişir.

Sorma prosesinin sonundakı təzyiq isə dördtaktlı karbüratorlu mühərriklər üçün $P_a = 0,07...0,095MPa$ həddində dəyişir. Dizellərdə karbürator olmadığı üçün sorma yolunda hidravliki müqavimət karbüratorlu mühərriklərdəkinə nisbətən az olur və P_a – da nisbətən yüksək olur. Turbobasqılı dizellərdə $P_a = 0,15...0,20MPa$, ikitaktlı birbaşa üfləməli dizellərdə $P_a = 0,11...0,135MPa$, ikitaktlı çarxqolu kameralı karbüratorlu mühərriklərdə isə $P_a = 0,1MPa$ qəbul edilə bilər.

Yeni sorulan yükün temperaturu $T_o^I = T_o + \Delta t$.

Basqılı mühərriklər üçün $T_o^I = T_K + \Delta t$,

burada Δt – yeni sorulan yükün mühərrik hissələri ilə toxunması nəticəsində aldığı istilik artımı olub, basqısız dizellərdə $\Delta t = 20...40^\circ S$, basqılı dizellərdə $\Delta t = -5...25^\circ S$, birbaşa üfləməli ikitaktlı dizellərdə isə $\Delta t = 5...10^\circ S$ qəbul edilə bilər.

Sıxma prosesinin sonundakı təzyiq və temperaturun təyini

DYM –lərində sıxma prosesi sorulan yükün temperaturunun mütəmadi dəyiş-məsi, yüklə silindr və yanma kamerası divarları arasında istilik mübadiləsi, həmçinin araboşluqlarından yük itkisi şəraitində baş verir. Buna görə də indikator diaqramında sıxma əyrisi dəyişən xətt olmalıdır. Lakin hesablama işlərini sadələşdirmək məqsədilə prosesin göstəricisini sabit qəbul edirik. Onda sıxma prosesini politropik proses kimi qəbul edərək a və s nöqtələri üçün bu xəttin tənliyini aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$P_a V_a^{n_1} = \text{const},$$

$$P_c V_c^{n_1} = \text{const},$$

və ya

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}.$$

Bu ifadədən sıxma prosesinin sonundakı təzyiqi P_c təyin edə bilərik.

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = P_a \cdot \varepsilon^{n_1},$$

burada n_1 – politropik sıxma prosesinin göstəricisidir.

Sıxma prosesinin sonundakı təzyiq basqısız dizellərdə $P_c = 3,5 \dots 5,0 \text{ MPa}$, basqılı dizellərdə $P_c = 6,0 \dots 8,0 \text{ MPa}$ və karbüratorlu mühərriklərdə isə $P_c = 0,9 \dots 1,6 \text{ MPa}$ həddində dəyişir.

Sorma prosesinin sonundakı (s nöqtəsi) temperaturu təyin etmək məqsədilə qazların xarakteristika (Mendeleyev-Klayperon) tənliyindən istifadə edilir:

$$P_a V_a = G_a R_a T_a \quad a \text{ nöqtəsi üçün};$$

$$P_c V_c = G_c R_c T_c \quad c \text{ nöqtəsi üçün}.$$

Şərti olaraq qəbul etsək ki, $G_a \approx G_c$ və $R_a \approx R_c$, ikinci tənliyi birinciyə bölsək, sıxma prosesinin sonundakı temperaturu təyin edə bilərik:

$$T_c = T_a \frac{P_c V_c}{P_a V_a} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

Karbüratorlu mühərriklərdə $T_c = 650 \dots 800 \text{ K}$, basqısız dizellərdə $T_c = 700 \dots 900 \text{ K}$, basqılı ($P \leq 0,2 \text{ MPa}$) dizellərdə isə $T_c = 900 \dots 1000 \text{ K}$ həddində dəyişir.

MÖVZU: 3. MÜHƏRRİK ÜÇÜN YANACAQLAR VƏ ONLARIN KEYFİYYƏT GÖSTƏRİCİLƏRİ

1. Dizel yanacaqları və onların əsas keyfiyyət göstəriciləri.

2. Məcburi alışdırılmalı mühərriklərin yanacaqları.

Dizel yanacaqları və onların əsas keyfiyyət göstəriciləri

Avtotraktor dizellərində istifadə edilən yanacaqlar mühərrikin tipindən və konstruktiv xüsusiyyətlərindən, işçi prosesi parametrlərindən və istismar şəraitindən asılı olaraq müəyyən tələbatlara cavab verməlidir. Dizel yanacağın keyfiyyəti onların kimyəvi tərkibi, yanma istiliyi, özlülüyü, sıxılması, özülüşmə temperaturu, fraksiya tərkibi və s. göstəricilərlə xarakterizə edilir.

Dizel yanacağının orta elementar *kimyəvi tərkibi* 86...87% karbondan S, 12,5...13,0% hidrogendən H₂, 0,4...1,0% oksigen O₂, azot N₂ və kükürddən S₂ ibarətdir.

Yanma istiliyi dedikdə vahid həcmdə və ya çəkiddə yanacağın tam yanması nəticəsində ayrılan istiliyin miqdarı nəzərdə tutulur. Yanacağın yuxarı və aşağı yanma istiliyini – istilik törətmə qabiliyyətini fərqləndirmək lazımdır. Əgər yanacaq tam yandırıldıqda su buxarlarının kondensasiyasından ayrılan istilik də yanacağın yanma istiliyinə əlavə edilsə - yuxarı istilik törətmə qabiliyyəti, əlavə edilmirsə - aşağı istilik törətmə qabiliyyəti adlanır. Dizel yanacağının aşağı istilik törətmə qabiliyyətinin təqribi qiyməti $Q_H=42,5 \text{ Mcoul/kg}$ qəbul edilir.

Dizel yanacağının özlülüyü – daxili sürtünməsi onun yanacaq borusunda hərəkətini, tozlanması, buxarlanması və s. keyfiyyətlərini xarakterizə edir. DÜİST 305-73 və DÜİST 4749-73 -ə görə buraxılan avtotraktor dizel yanacaqlarının 20° S temperaturda (sıxlığı 0,85...0,95 qr/sm³) özlülüyü 2,5...10,0 sSt olur. Temperatur artdıqca yanacağın özlülüyü azalır və beləliklə yanacağın yaxşı buxarlanması, onun hava ilə yaxşı qarışması üçün şərait yaranır. Temperatur azaldıqca, əksinə özlülük artır, nəticədə borularda yanacağın hərəkəti, süzgəclərdə onun təmizlənməsi, yanacağın silindrlərə fasiləsiz verilməsi, mühərrikin işə düşməsi və s. çətinləşir. Buna görə də dizel yanacağı fəsillərə görə növləşdirilir:

DA –arktik dizel yanacağı; mühitin temperaturu – 50°S –dən aşağı olduqda;

DZ –qış dizel yanacağı; -30°S-yə qədər soyuq olan şəraitdə;

DL-yay dizel yanacağı; 0° S və daha yüksək temperatur şəraitində;

DS –xüsusi təyinatlı dizel yanacağı.

Dizel mühərriklərində yanacaq yüksək təzyiqlə püskürüldüyündən sıxılmaya da məruz qalır. Yanacağın sıxılması əmsalı β_c ilə xarakterizə olunur və təzyiqdən asılı olaraq yanacağın əvvəlki həcmnin dəyişməsinə göstərir:

$$\beta_c = \frac{dV_p}{V_0 dP},$$

burada dV_p – həcm elementar dəyişməsi;

dP – təzyiqin elementar dəyişməsi;

V_0 – ətraf mühitin təzyiqində yanacağın həcmidir.

İfadənin qarşısında mənfi işarəsi təzyiqli artması ilə yanacağın həcmnin kiçildiyini göstərir. Təcrübə göstərir ki, təzyiq 20MPa –dan 150MPa –a qədər dəyişdikdə yanacağın həcmi 40 faizə qədər azala bilər.

Yanacaq sıxılmaya meyilli olduqda onun silindrə püskürülməsi bir qədər gecikir. Bu da yanacağın öz-özünə alışmasına və deməli mühərrikin güc və qənaətcilik göstəricilərinə ciddi təsir göstərir. Qida sisteminin hesabatı ilə bağlı bütün məsələlərin həllindən yanacağın sıxlığı mütləq nəzərə alınmalıdır.

Yanacağın özülüşmə temperaturu onun əsas keyfiyyət göstəricilərindəndir.

Yanacaq qızdırıldıqda onun səthində əmələ gələn buxarın hava ilə qatışıqı kənar-dan alov vasitəsilə yandırıldıqda buna yanacağın alışma temperaturu deyilir, əgər yanacaq müəyyən temperatura qədər qızdırılaraq kənar (məcburi) alov olmadan öz-özünə alışaraq yanarsa, bu özülüşmə temperaturu adlanır.

Yanacağın özülüşmə temperaturu mürəkkəb fiziki-kimyəvi proses olmaqla, yanacağın kimyəvi tərkibindən və alışma şəraitindən asılıdır. Məlumdur ki, dizel yanacağının kimyəvi tərkibi müxtəlif karbohidrogenlərdən (C_nH_m) ibarətdir. Dizel yanacağının özülüşmə xassəsi setan ədədi ilə müəyyən olunur. Setan ədədi sıxanan yanacağın tərkibinə uyğun gələn etalon qatışıqın (setanla – $C_{16}H_{34}$ α – metilnaftalin

– $C_{11}H_{10}$) tərkibində setanın faizlə miqdarını göstərir. Müasir dizel mühərriklərində istifadə edilən yanacaqların setan ədədi 40...60 arasında dəyişir.

Məlumdur ki, dizellərdə yanacaq püskürülən kimi yanmır. Silindr daxilindəki təzyiq və temperaturdan asılı olaraq yanacaq əvvəlcə buxarlanır, sonra müəyyən temperatura qədər qızdıqdan sonra özü alışı. Yanacağın püskürülməsindən özülüşməsinə qədər olan müddət özülüşmənin gecikmə periodu adlanır. Gecikmə periodunun kiçik olması həmin şəraitdə yanacağın özülüşmə temperaturunun aşağı olduğunu göstərir. Bu zaman mühərrikin işə salınması asanlaşır və dizel “yumşaq” işləyir.

Yanacağın özülüşmə temperaturu artdıqca gecikmə periodu böyüyür, mühərrik çətin işə düşür və “sərt” işləyir.

Maye yanacaqların özülüşmə temperaturu 250...650°S həddində dəyişir. Mühitin temperaturu $t=15^{\circ}S$ və təzyiqi $P_0=760\text{mm}$ civə sütunu olduqda dizel yanacağının özülüşmə temperaturu 250...360°S olur. Havanın təzyiqi və sıxlığı yanacağın özülüşmə temperaturuna çox böyük təsir göstərir. Təcrübə ilə sübut edilmişdir ki, oksigen mühitində özülüşmə temperaturu hava mühitinə nisbətən kiçik alınır.

Yanacağın fraksiya tərkibi mühüm keyfiyyət göstəricisi olmaqla mühərrikin iş prosesi göstəricilərinə ciddi təsir göstərir. Fraksiya tərkibi yanacağın müxtəlif temperaturda buxarlanma keyfiyyəti ilə xarakterizə edilir. Yanacağın 10% və 50% buxarlanma temperaturları aşağı olduqda mühərrikin işə düşməsi asanlaşır. 50% və 90% buxarlanma temperaturları isə orta və böyük güclərdə mühərrikin işi zamanı yanacağın buxarlanma keyfiyyətini səciyyələndirir.

Buxarlanma temperaturları yüksək olduqca yanacaq pis buxarlanır, qatışıqın keyfiyyəti pisləşir, yanacaq tam yana bilmir. Nəticədə mühərrikin gücü azalır, yanacaq sərfi isə artır. Buna görə də yüksək sürətli dizellərdə işlədilən yanacaqların buxarlanıb qurtarması fraksiya tərkibinə görə 240...350°S –dən yuxarı olmamalıdır. Soyuq şəraitdə işlədilən yanacaqlar fraksiya tərkibinə görə yüngül olmalıdır, yəni onların buxarlanıb qurtarma temperaturları nisbətən aşağıdır.

Karbüratorlu mühərrikin yanıcı qarışığının hazırlanması.
Məcburi alışdırılmalı mühərriklərin yanacaqları

Məlumdur ki, məcburi alışdırılmalı mühərriklərdə benzin, liqroin, ağ neft və s. yüngül yanacaqlar işlədilir. Hal – hazırda karbüratorlu traktor və avtomobil mühərriklərində ancaq benzindən istifadə edilir.

Benzinlərin keyfiyyəti buxarlanma qabiliyyəti, sıxlıq, qurum, qatran və korroziya törətmə, səthi gərilmə, doymuş buxarların təzyiqi, detonasiyaya davamlılıq və s. göstəricilərlə xarakterizə olunur.

Buxarlanma qabiliyyəti benzinin fraksiya tərkibinə görə araşdırılır. Yanacaq-ların fraksiya tərkibi müxtəlif olduğundan onların buxarlanma qabiliyyətləri də müxtəlif olur. Standart benzinlərdə buxarlanmanın başlanğıc temperaturu 30...50°S, son temperaturu isə 170...205°S həddində dəyişə bilər. Ümumiyyətlə, maye yanacaqların buxarlanma qabiliyyəti fraksiya tərkibinə görə aşağıdakı kimi qiymətləndirilir (cədvəl 2.1).

Yüngül yanacaqların fraksiya distillə temperaturları, °S

Cədvəl 1.

№	Buxarlanma temperaturu	benzin	Liqroin	Ağ neft
1	Başlanğıc	30...50	80...110	120...180
2	10% buxarlanma	60...80	130...150	180...200
3	50% buxarlanma	125...145	150...270	190...250
4	90% buxarlanma	175...195	180...200	240...275
5	Son	190...205	210...230	290...300

Cədvəl 2.1 –dən göründüyü kimi liqroin və ağ neftin buxarlanma temperatur-ları benzinə nisbətən yüksəkdir. Bu onunla izah edilir ki, liqroin və ağ neftin tərkibində yüksək molekullu ağır karbohidrogenlər daha çoxdur. Yanacağın fraksiya tərkibi mühərrikin iş prosesinə böyük təsir göstərir. Başlanğıc və 10% buxarlanma temperaturları mühərriki işə salma xassəsini göstərir. Həmin temperaturlar yüksək olduqda, benzin çətin buxarlanır və mühərrikin işə salınması çətinləşir. Bu zaman mühərrikin silindrlərinə artıq miqdarda buxarlanmamış benzin daxil olur və silindrin divarındakı yağ təbəqəsini yuyur. Nəticədə mühərrik hissələri intensiv yeyilir,

həm də artıq benzin itkisinə yol verilir. Ətrafmühit temperaturu aşağı olduqda bu proseslərin təsiri daha da qüvvətlənir.

Mühərrik üçün yanacağın 50%, 90% və son buxarlanma temperaturları da çox əhəmiyyətlidir. Həmin temperaturların aşağı olması mühərrikin istismar göstəricilərini yaxşılaşdırır.

Təcrübələr göstərir ki, benzinin asan buxarlanması üçün onun fraksiya tərkibi-nin həddindən artıq yüngülləşdirilməsi də məqsədə uyğun deyil. Çünki belə benzi-nin buxarlanma itkisi də yüksək olur və buxarlanma sürətlə getdiyindən yanacaq borularında buxar tıxacı yarana bilər. Buna görə də qışda nisbətən yüngül, tez buxarlanan, yayda isə ağır və gec buxarlanan benzindən istifadə edilməsi tövsiyə edilir.

Yanacağın sıxlığı və özlülüüyü onun qida sistemində hərəkətinə, buxarlanması-na və s. böyük təsir göstərir. Sıxlıq artdıqca karbüratorun üzgəc kamerasında səviy-yə yuxarı qalxır və nisbətən artıq yanacaq sərfinə səbəb olur.

Sıxlıq aerometrlə ölçülür. Hazırda işlədilən benzinlərin sıxlığı $0,69...0,75 \text{ q/sm}^3$ həddində dəyişir. Yanacağın özlülüüyü onun daxili sürtünməsini xarakterizə edir və dinamik özlülük vahidi puaz ($1 \text{ puaz}=1\text{q/sm.san}$), yaxud kinematik özlülük stoks (S_T) və santistoksla (sS_T) ölçülür ($1S_T=1 \text{ sm}^2/\text{san}$, $1sS_T=0,01 \text{ sm}^2/\text{san}$). Benzinlərin kinematik özlülüüyü $0,6...1,0 sS_T$ olur.

Təcrübə göstərir ki, yanacağın sıxlığı və özlülüüyü ətraf mühitin temperaturun-dan asılı olaraq dəyişir. Temperaturun artması onların hər ikisinin azalmasına səbəb olur. Bu zaman özlülük daha sürətlə azalır. Özlülüyn bu cür dəyişməsi karbüratorun jiklyorundan keçən yanacağın miqdarının da dəyişməsinə səbəb olur. Buna görə də karbüratorun hesabı zamanı sıxlıq və özlülüyn temperaturdan asılılığı nəzərə alınmalıdır.

Səthi gərilmə benzinin karbürasiya xassəsinə ciddi təsir göstərir. Səthi gərilmə qüvvəsinin (bina/sm^2 ; H/m^2) az olması arzu olunur. Çünki bu halda benzin karbüratorda asan tozlandırılır, adi şəraitdə yaxşı buxarlanır və hava ilə yaxşı qarışa bilər. Benzinlərin normal şəraitdə (20°S) səthi gərilmə qüvvəsi $20...23,5 \text{ bina/sm}^2$, yaxud $2,0...2,35 \text{ H/m}^2$ olur. Temperaturun artması səthi gərilmənin azalmasına səbəb olur.

Buna görə də səthi gərilməsi yüksək olan yanacaqları sürətlə buxarlandırmaq məqsədilə ya yanacağın özü, ya da yanıcı qatışıq qızdırılır.

Doymuş buxarların təzyiqi də benzinin buxarlanma keyfiyyətinə ciddi təsir göstərir. Doymuş buxarların təzyiqi aşağı olduqda onun buxarları çox tez mayeləşə bilər. Avtomobil benzinlərinin doymuş buxarlarının təzyiqi 40...650 mm cıvə sütunu, yaxud 53,2...86,5 kH/m² olur. 10% buxarlanma temperaturu aşağı və doymuş buxarlarının təzyiqi yüksək olan benzinlər mühərrikin soyuq şəraitdə asanlıqla işə salınmasını təmin edir. Buna görə də qış benzinlərində doymuş buxarların təzyiqi nisbətən yüksək olur.

Yanacağın detonasiyaya davamlılığı karbüratorlu mühərriklər üçün çox böyük əhəmiyyətə malikdir. Xüsusilə mühərrikin gücünü artırmaq və yanacaq sərfini azaltmaq məqsədilə onların sıxma dərəcəsinin artırılması detonasiyalı yanma üçün daha əlverişli şərait yaradır. Yanma prosesinin təhlilində detonasiya hadisəsinin təbiəti və onun baş vermə səbəbləri geniş təhlil edilmişdir. Burada yalnız onu göstərmək kifayətdir ki, detonasiya hadisəsinin əmələ gəlməsi yanacağın fiziki – kimyəvi xassəsindən də asılıdır.

Tərkibi əsasən parafinlərdən və naftenlərdən ibarət olan benzinlər detonasiya-ya daha çox meyillidir. Aromatik karbohidrogenlər isə benzinin detonasiyaya davamlılığını artırır. Benzinin detonasiyaya davamlılığı oktan ədədi ilə qiymətləndirilir.

Yanacağın oktan ədədi, detonasiyaya davamlılığına görə onunla eyni olan izooktan (C₈H₁₈)-heptan (C₇H₁₆) qatışığındakı izooktanın faizlə miqdarına deyilir. Şərti olaraq izooktanın oktan ədədi 100, heptanın oktan ədədi isə sıfır qəbul edilir.

Benzinlərin oktan ədədi motor (DÜİST 511-52) və tədqiqat (DÜİST 8226-56) üsulları ilə təyin edilir. Hər iki üsul İT 9- 2 qurğusunda həyata keçirilir.

Benzinlərdə “antidetanator” adlanan xüsusi maddələr – aşqarlar qatmaqla da onların detonasiyaya davamlılığını artırmaq olar. Ən təsirli aşqar tetraetilqurğuşundur (TEQ). TEQ aşqar kimi 1923-cü ildən işlədilir. O, sudan ağır, rəngsiz, şəffaf mayedir və suda həll olmur, neft məhsulların isə çox yaxşı həll olur.

Müxtəlif üsullarla istehsal olunan benzinlərə eyni miqdarda TEQ qatıldığında, onların detonasiyaya davamlılığının dəyişməsi müxtəlif olur. Müxtəlif benzinlərdə TEQ oktan ədədini 5...15 vahid artırır.

Qurum törətmə benzinin kimyəvi tərkibindən, istehsal üsulundan, mühərrikin iş rejimindən və s. asılıdır. Mühərrik işləyən müddətdə yanma kamerasının səthinə, porşenin dibinə, şamın elektrodlarına, klapanlara və s. hissələrə qurum yığılır. Nəticədə mühərrikin istismar göstəriciləri pisləşir, vaxtından əvvəl alışma və detonasiya hadisələri üçün şərait yaranır. Tərkibində aromatik birləşmələr olan benzinlər qurum törətməyə çox meyillidir. Benzindəki kükürlü birləşmələr də qurumu artırır. Qurum törətməyə benzinin fraksiya tərkibi də təsir göstərir. Təcrübə göstərmişdir ki, son buxarlanma temperaturu 190°S -dən 160°S -yə düşdükdə qurum törətmə 1,7 dəfəyə qədər azalır.

Mühərrik uzun müddət yüksüz və orta güc rejimlərində işlədikdə onun hissələrində qığılan qurum artır. Böyük sürət və yük rejimlərində isə mühərrikin istilik gərginliyi yüksək olduğundan yığılan qurumun bir hissəsi yana bilir.

Korroziya təsiri benzinin tərkibindəki qeyri-üzvi birləşmələrdən (suda həll olan turşular, qələvilər və s.) asılıdır. Ən çox korroziya təsiri göstərən kükürlü birləşmələrdir. Benzində kükürd miqdarı 0,05 faizdən 0,35 faizə qədər artdıqda silindrin yeyilməsi 3 dəfə artır. Texniki şərtlərə görə benzində kükürlü birləşmələrin miqdarı 0,15 faizdən çox olmamalıdır.

istifadə edərək, yanmanın sonundakı temperatur T_z təyin edilir. Bu məqsədlə yanma tənliyində $T_z - \theta$ müvafiq qiymətlər verərək bəra-bərliyin düzgünlüyü yoxlanılır, ya da tənlik $T_z - \theta$ görə kvadrat tənlik şəklinə gətirilir və T_z hesablanır.

Karbürətorlu mühərriklər üçün yanmanın sonundakı temperatur $T_z = 2400...2900\text{K}$ həddində dəyişir. Yanma prosesinin sonundakı təzyiq isə $P_z = 3,5...7,3\text{MPa}$ qiymət ala bilər və onun qiyməti iki xarakteristik tənlikdən (z və c nöqtələri üçün) tapılır:

$$P_z V_z = G_z R_z T_z \quad \text{və} \quad P_c V_c = G_c R_c T_c$$

Karbüratorlu mühərriklər üçün $V_z = V_c$ olduğunu nəzərə alsaq, ikinci tənliyi bi-rinci tənliyə tərəf –tərəfə bölsək

$$P_z = P_c \frac{G_z R_z T_z}{G_c R_c T_c}$$

Bu kəsrin sağ tərəfini müvafiq qazların molekulyar çəkisinə vurub bölsək və

$$\frac{G_z}{m_z} = M_z; \quad \frac{G_c}{m_c} = M_c; \quad m_z R_z = m_c R_c = 848,5$$

olduğunu nəzərə alsaq, yanmanın sonunda qazların təzyiqini təyin edə bilərik:

$$P_z = P_c \frac{M_z T_z}{M_c T_c} = P_c \mu \frac{T_z}{T_c}.$$

Karbüratorlu mühərriklərdə yanma genişlənmə prosesi üzrə davam etdiyindən (doqaraniya) və indikator diaqramında burulmalar (prosesdən prosesə mülayim keçid) olduğundan yanmanın sonunda qazların maksimal təzyiqinin həqiqi qiyməti

$$P_{zheq} = 0,85 P_z$$

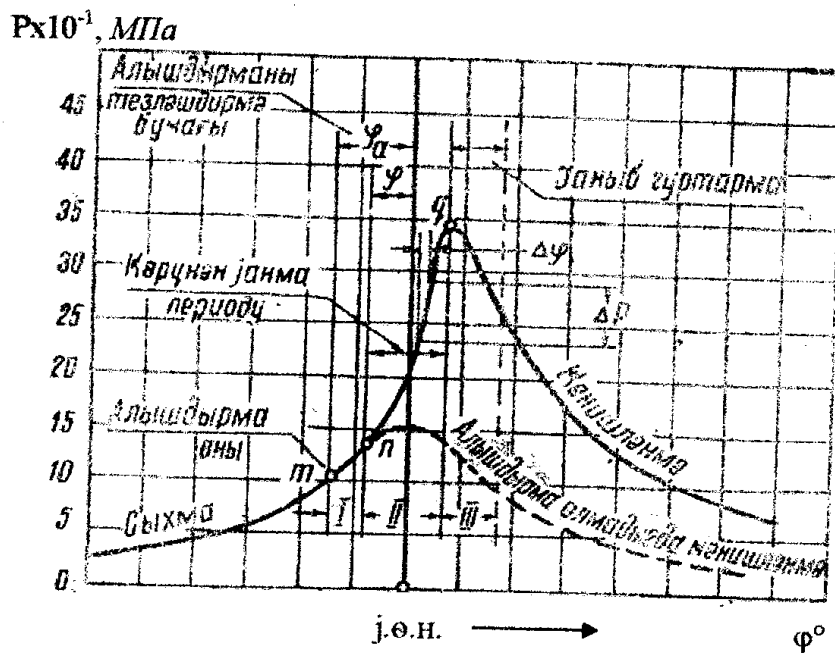
qəbul edilir.

Qıgılcımla alışdırma mühərriklərində yanma prosesinə təsir edən amillər

1. Yanma prosesinin indikator diaqramı üzrə təhlili.

Mühərrikin normal işi zamanı qıgılcımla məcburi alışdırılmalı karbüratorlu mühərriklərdə yanma prosesini xarakterizə etmək üçün dirsəkli valın dönmə dərəcəsinə görə qurulmuş indikator diaqramının açılışından istifadə edirik.

Diaqramdan (şəkil 10) görüldüyü kimi belə mühərriklərdə yanma prosesini üç mərhələyə (perioda) bölmək olar:



Şəkil 1. Qıgılıcımла alışdırma mühərriklərində yanma prosesinin mərhələləri.

1 period – qıgılıcım verilən andan (m) təzyiqin artmağa başlama momentinə (n) kimi olan vaxta deyilir. Bu perioda bəzən induksiya periodu da deyilir.

II period – n nöqtəsindən təzyiq maksimum qiymət alana qədər keçən vaxta deyilir. Bu perioda görünən yanma periodu da deyilir.

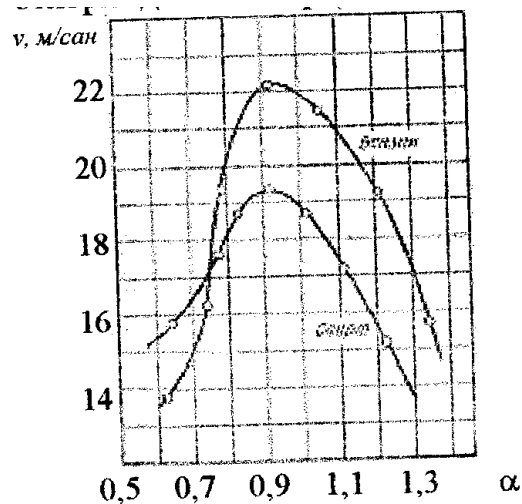
III period – maksimum təzyiqdən yanma gedib qurtarana qədər (genişlənmə əyrisi üzrə) olan vaxta deyilir. Bu perioda yanib qurtarma (doqoraniya) periodu da deyilir.

Başlanğıcda yanma mənbəyi və alovun sürəti kiçik olduğundan yanma prosesinə əsasən kiçik miqaslı (məhdud) turbulent döyülmələr təsir göstərir. Bu zaman yanmanın sürəti işçi qatışıqının (yanacaq, hava, yanmış qazlar) fiziki-kimyəvi tərkibindən asılı olar. Alov yanma kamerası boyunca yayıldıqca alovun sürəti 60...80m/san qədər artır və kameranın divarlarına yaxınlaşdıqca turbulentliyin intensivliyi azaldığından yenidən azalmağa başlayır.

Yanmanın ayrı – ayrı periodlarının davam etmə müddətlərinə və bütövlükdə yanma prosesinə müxtəlif faktorlar təsir göstərir. Onların təsirini ayrı – ayrılıqda təhlil edək.

2. İşçi qatışıqın tərkibinin təsiri

Prof. N.R. Brillinq tərəfindən aparılmış təcrübələr nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki, alovun yayılma sürəti yanıcı qatışıqın tərkibindən (α – nın qiymətindən) çox asılıdır və ən yüksək sürət hava artımı əmsalının $\alpha = 0,85...0,95$ qiymətlərində alınır (şəkil 2).



Şəkil 2. Yanacaqın növü və yanıcı qatışıqın tərkibinin (a) alovun yayılma sürətinə (v) təsiri.

$\alpha > 0,85...0,95$ olduqda yanıcı qatışıq kasıblaşdığından alovun bir yanacaq dənəsindən digərinə keçməsi çətinləşir, $\alpha < 0,85$ olduqda isə yanıcı qatışıqın zənginləşir və oksigenin çatışmaması nəticəsində yenə alovun yayılma sürəti azalır. Hər iki halda indikator diaqramının müsbət sahəsi azalır və mühərrikin gücü aşağı düşür.

Drossel qapağı başlandıqca silindrdə qalıq qazların miqdarı artır, bütövlükdə isə qazların sıxlığı azalır, nəticədə qığılcımdan alışma və alovun yayılma şəraiti pisləşir. I periodun davam etmə müddəti artır, alovun yayılma sürəti və mühərrikin gücü azalır.

3. İşçi qatışıqın burulğan hərəkətinin təsiri

Mühərrikin sürəti (dirsəkli valın fırlanma tezliyi) artdıqca işçi qatışıqın burulğan hərəkəti şiddətlənir, induksiya periodu artır, görünən yanma müddəti isə azalır. Nəticədə alovun yayılma sürəti və mühərrikin gücü artır. İşçi qatışıqın burulğan

hərəkətini sürətləndirmək məqsədilə müxtəlif tədbirlərdən – sorma borusunun silindrə tangensial yerləşdirilməsi, sorma klapanında yönəldicilər olması, proşenin dibində müxtəlif formalı sıxışdırıcıların olması və s. istifadə edilir.

4. Alışdırma momentinin təsiri

Məlumdur ki, mühərrikin yükü, fırlanma tezliyi, yanacağın növü, yanıcı qatı-şığının tərkibi və s. dəyişdikcə qabaqlama yandırma bucağının qiyməti də dəyişməli-dir. Alışdırma bucağının mühərriki maksimum güc verməsinə uyğun gələn qiyməti optimal (ən əlverişli) alışdırma bucağı adlanır. İşçi qatışıqının tərkibinin və mühərrikin fırlanma tezliyinin dəyişməsi nəticəsində alovun yayılma sürəti azalırsa, mühərrikin işi pisləşir, güc və qənaətcilliyi azalır. Alışdırmanın qabaqlama bucağını bir qədər artırmaqla yanmaya düşən vaxtı uzatmaq və qeyd edilən nöqsan cəhəti aradan qaldırmaq olar.

Fırlanma tezliyinin artması bir tərəfdən burulğanvari hərəkətin artması hesabına alovun yayılma sürətinin artırır, digər tərəfdən isə yanmaya düşən vaxt azalır. Həm də ikinci amil birinciye nisbətən üstünlük təşkil edir.

Ona görə də fırlanma tezliyi artdıqca alışdırma bucağının optimal qiyməti də artırılmalıdır.

Karbürətorlu mühərriklərdə alışdırma mühərrikin yük və sürət rejimindən və işlədilən yanacağın keyfiyyətindən asılı olaraq xüsusi nizamlayıcılar vasitəsilə (mərkəzdən qaçma tipli, vakuum nizamlayıcı, oktan-korrektor) tənzim olunur.

Müasir avtomobil mühərriklərində maksimal güc almaq üçün yanma prosesi elə təşkil edilməlidir ki, tsiklin təzyiqinin maksimum qiyməti dirsəkli val y.ö.n.-dən 12...15° keçdikdən sonra alınsın. Bu zaman yanma hələ qurtarmır və qazların orta temperaturu artaraq özünün maksimum qiymətini dirsəkli bal y.ö.n.-dən 20...25° keçdikdən sonra alır. Görünən yanma periodunun davamı 25...30° təşkil edir.

5. Sıxma dərəcəsinin təsiri.

Sıxma dərəcəsinin artması qatışıqının sıxlığının artmasına və deməli yanacaq danəciklərinin yaxınlaşmasına səbəb olur. Nəticədə I və II periodun davam etmə müddəti azalır və alovun yayılma sürəti artır. Eyni zamanda III periodda yanan qatışıqının miqdarı artır. Sıxma dərəcəsinin artması həm də qatışıqının temperaturunun

yüksəlməsinə və deməli yanmanın normal sürətinin artmasına, mühərrikin güc və qənaətcillik göstəricilərinin yaxşılaşmasına səbəb olur.

6. Yanma hədləri

Mühərrikin işləməsi qatışıqın qığılıcım ilə alısdırılmasının mümkün olmasından asılıdır. Yanıcı qatışıqın tərkibinin mühərrikin işləməsini təmin edən qiymətlərinə yanma hədləri deyilir. $\alpha < 0,4$ olduqda hava çatışmamazlığı üzündən, α yuxarı həddən çox olduqda isə yanacaq danəciklərinin bir –birindən həddindən artıq uzaqlaşması üzündən alovun yayılmasına imkan olmur və yanma davam edə bilmir.

Qığılıcım ilə alısdırılmalı mühərriklərdə yanma hədləri aşağıdakı hədd qiymətlərini alır:

karbürətorlu mühərriklərdə $\alpha = 0,4...1,3$; təbii qazla işləyən mühərriklərdə $\alpha = 0,4...1,9$; mayeləşmiş qazla işləyən mühərriklərdə $\alpha = 0,4...1,5$; koks qazı ilə işlə-yən mühərriklərdə $\alpha = 0,4...3,0$; məşəllə alısdırılmalı mühərriklərdə isə $\alpha = 0,4...2,5$.

Yanma hədləri geniş olduqca mühərrikin etibarlı işləmə və qənaətcil iş rejimlərindən istifadə etmə ehtimalı çoxalır.

Sübut edilmişdir ki, kasıb qatışıqlarda lazımi yanmasürəti ilə işləmək mümkün olduqda qənaətcilliyi artırıla bilər. Buna görə də qığılıcım ilə alısdırılmalı mühərriklərdə yanma həddini qatışıqın kasıblaşdırılması istiqamətində genişləndirmək məqsədə uyğundur. Məşəllə alısdırılmalı karbürətorlu mühərriklərdə qatışıqın kasıblaşdırılma həddi $\alpha = 2,5...3,0$ –ə çatır.

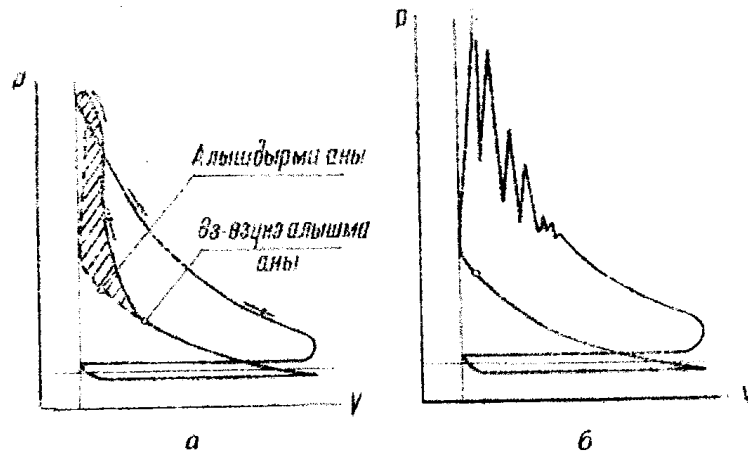
7. Vaxtından qabaq alışma

Vaxtından qabaq alışma alısdırma şamlarının mərkəzi elektrodlarının həddindən artıq qızması, çıxarma klapanlarının nimçə hissəsi və ya qızmış qurum hissə-cikləri ilə qatışıqın hələ qığılıcım verilməmişdən qabaq alışması nəticəsində baş verir. Yüksək temperatura malik olan səthlərdə ($T_{səth}=973...1073K$) qatışıqın alışması nəticəsində yanma normal sürətlə davam edir, lakin bu zaman alışma momenti idarə olunmur və həddindən artıq qabaqlama ilə baş verir. Vaxtından qabaq alışma ilə işləyən mühərrikin indikator diaqramı şəkil 12 a-da verilmişdir. Diaqramdan gördüyü kimi bu zaman tsiklin təzyiqi (və temperaturu) hələ porşen y.ö.n.-nə çat-

mamış kəskin artaraq özünün maksimal qiymətini alır ki, nəticədə mühərrik qızır və gücü aşağı düşür. Diaqramda ştrixlənmiş sahə sıxma işinin artdığını və indikator diaqramının müsbət sahəsinin azaldığını göstərir.

Vaxtından qabaq alışmanın qarşısının alınmasının başlıca şərti həddindən artıq qızmaya qarşı dayanıqlığı xarakterizə edən közərmə (kalil) ədədinə görə alışdırma şamlarının düzgün seçilməsidir.

Yüksək sıxma dərəcəli benzinlə işləyən avtomobil mühərriklərində, xüsusilə onlar detonasiyaya qarşı aşqar qatılmış yanacaqla işlədikdə, qayılcımla alışma baş verdikdən sonra qatışıqın yanmayan hissəsində “qızmış yanma mənbələri” əmələ gəlir. Belə mənbələr qızmış səthlərdən qaparaq işçi qatışıqın tərkibində hərəkət edən (asılan, üzən) qurum hissəcikləri ola bilər. Bu zaman əsas görünən yanma periodunun sonunda alovun yayılma sürəti və tsiklin maksimal təzyiqi kəskin artır, nəticədə mühərrik sərt işləyir. Belə ki, normal yanma zamanı təzyiqin artma intensivliyi $dp/d\varphi = 0,2MPa/\text{dərəcə}$ olduğu halda vaxtından qabaq alışmada $dp/d\varphi = 1,0MPa/\text{dərəcə}$ -yə qədər arta bilər.



Şəkil 3. Baxtından qabaq alışma (a) və detonasiya ilə (b) işləyən mühərrikin indikator diaqramı.

Soyutma və qida sistemlərində baş verən pozğunluqlar və yanacağın mühərriyə uyğun olmaması nəticəsində də vaxtından qabaq alışma baş verə bilər. Vaxtından qabaq alışma çoxsilindrli mühərriklərin qeyri-müntəzəm işləməsinə səbəb olur.

8. Detonasiya

Yanma prosesində işçi qatışığının hələ alov çatmamış son sahələrində, xüsusi şərait olduqda baş verən və öz-özünə alışma ilə başlayan partlayış xarakteri yanma-ya-detonasiya hadisəsi deyilir. Bu zaman yanmamış və alov çatmamış son işçi qatı-sıq P_z təzyiqinə qədər sıxılır və onun temperaturu yanacağın öz-özünə alovlanma temperaturundan xeyli artıq olur ki, nəticədə aktiv məhsullarla zəngin mərkəzlər yaranır və özülüşmə baş verir. Aktiv məhsulların özülüşməsi şiddətli partlayış xarakteri daşıyır. Detonasiya hadisəsinin baş vermə momenti və onun intensivliyi aktiv məhsulların əmələ gəlmə sürətindən və miqdarından asılıdır.

Detonasiyanın əsas xarici əlaməti – kəskin cingiltili metal səsidir. Zəif detonasiya zamanı bu səs hər işçi prosesində eşidilməyə də bilər, çünki bu zaman təzyiqin titrəmə amplitudası çox da yüksək olmayıb, işçi qatışığında zərbə dalğalarının orta sürəti 1000...1200 m/san təşkil edir. Güclü detonasiya vaxtı bu sürət 1200...2500 m/san-yə çatır. Bu zaman yanmanın sonunda təzyiqin tədricən sönən dalğavari titrəyişi qeyd edilir. Şəkil 12,b-də detonasiya zamanı alınan indikator diaqramı verilmişdir. Detonasiya ilə işləyən mühərrikin gücü aşağı düşür və yanmış qazlarda tütü müşahidə edilir. Detonasiya zamanı yanmış qazlardan silindrin divarına istiliyin verilməsi həddindən artıq çoxalır ki, nəticədə mühərrik qızır və ayrı –ayrı hissələrin sıradan çıxması baş verir. Mexaniki yüklənmələrin artması və zərbə dalğalarının qüvvətlənməsi porşenlərin, sürgüqolu yataqlarının dağılmasına, silindrin yuxarı hissəsinin kəskin yeyilməsinə səbəb ola bilər. həmçinin yanma məhsullarda aktivbirləşmələrin miqdarının artması nəticəsində hissələrin korroziya yeyilməsi də sürətlənir. Aşağı oktan ədədinə malik olan yanacaqlar üçün səciyyəvi olan yüksək reaksiyaya girmək qabiliyyəti və hələ yanmamış son işçi qatışığının təzyiq və temperaturunun artmasına gətirib çıxaran yüksək sıxma dərəcəsi detonasiyanın baş verməsi üçün zəmin yaradan səbəblərdir. Buna görə də yanacağın oktan ədədi onun sıxma dərəcəsinə uyğun olmalıdır.

Aşağı fırlanma tezliyində alovun yayılma sürəti azaldığından və son işçi qatı-sıq payının yüksək təzyiq və temperatur altında qalma müddəti artdığından detonasiyanın baş vermə ehtimalı çoxalır. Qatışıqda yanmış qazların sıxlığının azalması və təzyiqin artma sürətinin çoxalması da bu proseslərin intensivliyinin artmasına

zəmin yaradır. Mühərrikin yükünün artması təzyiq və temperaturun yüksəlməsinə və qatışıqda qalıq qazlarının sıxlığının azalmasına səbəb olur ki, onlar da detonasiyalı yanma üçün şərait yaradır.

Qabaqlama yandırma bucağının qiymətinin artması tsiklin maksimal təzyiqini P_z və təzyiqin arma sürəti intensivliyini artırır ki, nəticədə son qatışıq payı həddindən artıq çox sıxılır, tsiklin temperaturu və alovun qığılcım mənbəyindən yanma kamerasının ən kənar nöqtəsindəki yayılma yolu artır.

Bütün bunlar detonasiyanın baş vermə ehtimalını artırır.

Yanıcı qatışıq $\alpha = 0,9$ qiymətində yuxarıda qeyd edilən proseslərin intensivliyi daha yüksək olduğundan detonasiya üçün daha əlverişli şərait yaranır.

Deməli, fırlanma tezliyinin artırılması, mühərrikin yükünün və qabaqlama yandırma bucağının azalması, sıxma dərəcəsinə uyğun gələn yanacaqdan istifadə edilməsi və yanacağa detonasiyaya qarşı davamlı aşqarların əlavə edilməsi detonasiyanın qarşısını ala bilər.

Qatışıqın turbulent hərəkətinin artırılması, silindrin diametrinin və alovun yolunun uzunluğunun azaldılması, həmçinin müxtəlif vasitələrlə son qatışıq payının soyudulması və s. detonasiyanın baş vermə ehtimalını azaldır. Bu məqsədlə daha yığcam və qatışıqın intensiv hərəkətini təmin edən yanma kameralarından istifadə edilməlidir.

Bütün bu tələbləri yarımkürəvari yanma kameraları ödəyir. Bununla bərabər qatışıqın intensiv hərəkətini təmin edən yastıkürəvari, pazvari və yarım pazvari yanma kameraları daha yüksək antidetonasiya keyfiyyətlərinə malikdir.

I

Mühazirə

MÖVZU:

DAXİLİ YANMA MÜHƏRRİKLƏRİNİN İNDİKATOR GÖSTƏRİCİLƏRİNİN TƏYİNİ

Mühazirənin planı:

1. Orta indikator təzyiqi.
2. Indikator gücü.
3. Indikator faydalı iç əmsali.
4. Indikator xüsusi yanacaq sərfi.

Mühərrikin indikator göstəriciləri

Mühərrikin indikator göstəricilərinə aşağıdakılar daxildir: orta indikator təzyiqi – P_i , indikator gücü – N_I , indikator xüsusi yanacaq sərfi – g_i və indikator f.i.ə. – η_i .

Orta indikator təzyiqi mühərrikin silindri daxilində şərti sabit təzyiqin elə qiymətinə deyilir ki, bu zaman işçi cismin bir taktıda gördüyü iş, tsiklin indikator işinə bərabər olsun.

$$L_i = P_i F_n S,$$

burada F_n – porşenin sahəsi;

S – porşenin yoludur.

Digər tərəfdən orta indikator təzyiqi silindrin vahid işçi həcminə düşən tsiklin indikator işinə bərabər qiymətidir:

$$P_i = \frac{L_i}{V_h}.$$

Bir qayda olaraq P_i ölçülür, lakin onu Coul/litr – xüsusi iş kimi də ölçmək olar.

Nəzəri orta indikator təzyiqini P_i tapmaq üçün qurulmuş indikator diaqramının sahəsi planimetr vasitəsilə ölçülür və aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

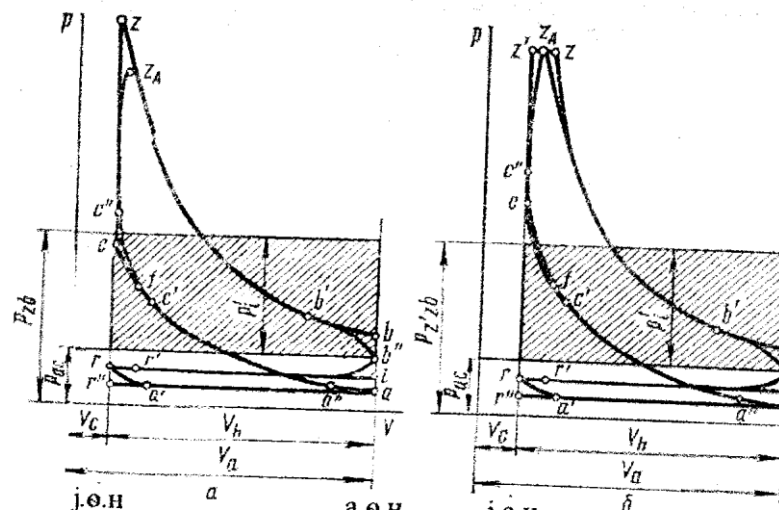
$$P_i^I = \frac{F}{l} \cdot \mu,$$

burada F – indikator diaqramının sahəsi, mm^2 ;

l – indikator diaqramının uzunluğu, mm ;

μ – indikator diaqramının qurulduğu miqyas ($1\text{mm} = \mu\text{MPa}$).

Nəzəri orta indikator təzyiqini təyin etməyin ikinci üsulu sırf analitik üsuludur (şəkil 1)



Şəkil 1. Karbüratorlu (a) və dizel (b) mühərriklərinin nəzəri orta indikator təzyiqlərini təyin etmək üçün indikator diaqramları.

$$P_i = \frac{F^I}{V_h},$$

burada F^I – nəzəri indikator diaqramının sahəsi olub, iş vahidi ilə ölçülür.

Dizel mühərrikləri üçün sahə ilə ifadə olunmuş indikator işi aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$F^I = P_z(V_z - V_c) + \frac{1}{n_2 - 1}(P_z V_z - P_b V_b) - \frac{1}{n_1 - 1}(P_c V_c - P_a V_a).$$

Nəzərə alsaq ki,

$$P_z = \lambda P_c; V_z = \rho V_c; P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = P_c \frac{\lambda}{\delta^{n_2}}; V_a = \varepsilon V_c \text{ və } P_a = \frac{P_c}{\varepsilon^{n_1}}$$

$$\text{onda } F^I = P_c V_c \lambda (\rho - 1) + \frac{P_c V_c \lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\rho \delta^{n_2}} \right) - \frac{P_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)$$

F^I – in qiymətini (3.6) ifadəsində yerinə yazsaq və $V_h/V_c = \varepsilon - 1$ olduğunu nəzərə alsaq, dizellər üçün nəzəri indikator təzyiqini təyin edə bilərik:

$$P_i^I = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Karbüratorlu mühərriklər üçün $\rho = 1$ və $\delta = \varepsilon$ olduğunu nəzərə alsaq, nəzəri orta indikator təzyiqi aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$P_i^I = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Həqiqi orta indikator təzyiqi isə aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$P_i = P_i^I \cdot \nu - \Delta P,$$

burada ν – indikator diaqramında burulmaları nəzərə alan əmsal olub, $\nu = 0,92...0,97$ arasında dəyişir; ΔP – köməkçi taktların getməsinə sərf olunan indikator təzyiqini nəzərə alır və təqribi olaraq aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\Delta P = P_r - P_a;$$

İkitaklı mühərriklər üçün isə

$$P_i = P_i^I \cdot \nu(1 - h_b),$$

burada h_b – çıxarma pəncərəsinin hündürlüyü olub, porşen yolunun $h_b = 0,12...0,25$ hissəsi qədər qəbul edilir. Karbüratorlu mühərriklər üçün $P_i = 0,55...1,20 \text{ MPa}$; 4 və 2 taktlı dizellər üçün $P_i = 0,7...1,0 \text{ MPa}$; çarxqolu – kameralı 2 taktlı karbüratorlu mühərriklər üçün $P_i = 0,45...0,50 \text{ MPa}$ həddində dəyişir.

İndikator gücü N_i qazların silindrin daxilində vahid zamanda gördüyü işə deyilir və yaxud tsiklin indikator işinə uyğun gələn gücdür. Çoxsilindrlı mühərriklər üçün indikator gücü

$$N_i = \frac{P_i V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \text{ kVt},$$

burada i – silindrlərin sayı; τ – mühərrikin taktlıq əmsalı olub, dördtaklı mühərriklər üçün $\tau = 4$, ikitaklı mühərriklər üçün isə $\tau = 2$ qəbul edilir.

Göründüyü kimi indikator gücü həm konstruktiv (V_h, i, τ) və həm də istismar (P_i, n) göstəricilərindən asılıdır. Hər hansı mühərrik üçün konstruktiv parametrlərin sabit qiymətində indikator gücü əsasən orta indikator təzyiqindən və ona təsir gös-tərən faktorlardan asılı olaraq geniş hədudda dəyişə bilər. Həmçinin mühərrikin yük və sürət rejimlərinin dəyişməsi də indikator gücünə ciddi təsir göstərir.

İndikator faydalı iş əmsali η_i – indikator işinə ekvivalent olan istiliyin Q_i yandırılan yanacağın verdiyi istiliyə Q_j olan nisbətində deyilir.

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_j}.$$

Mühərrikdə bir kq yanacaq yandırıldığını nəzərə alsaq, indikator f.i.ə. üçün aşağıdakı ifadəni yazı bilərik:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_H} = \frac{P_i V_h}{Q_H} = \frac{P_i V_c (\varepsilon - 1)}{Q_H}.$$

Qazların hal tənliyindən V_c –nin qiymətini tapıb (11) ifadəsində yerinə yaz-saq, indikator f.i.ə. aşağıdakı kimi təyin edilə bilər.

$$\eta_i = 8314 \frac{M_c T_c (\varepsilon - 1)}{P_c Q_H} \cdot P_i$$

Beləliklə, indikator f.i.ə. həqiqi tsikldə bütün istilik itkilərini nəzərə alır.

Maye yanacaq ilə işləyən traktor və avtomobil mühərrikləri üçün indikator f.i.ə. aşağıdakı ifadədən də tapıla bilər:

$$\eta_i = \frac{P_i L_0 \cdot \alpha}{Q_H \rho_k \cdot \eta_v},$$

burada P_i – МПа, L_0 – kq/kq yanacaq, Q_H – МСoul/kq – la ifadə olunmuşdur;

ρ_k – basqılı mühərriklərdə silindrə verilən yükün sıxlığı olub $\rho_k = P_k / RT_k$

təyin edilir, basqısız mühərriklər üçün isə $\rho_k = \rho_0 = 1,189 \text{ kq/m}^3$ qəbul edilir.

Müasir traktor və avtomobil mühərrikləri üçün nominal iş rejimində indikator f.i.ə. aşağıdakı hədd daxilində dəyişə bilər: dizellər üçün $\eta_i = 0,38...0,50$;

karbüratorlu mühərriklər üçün $\eta_i = 0,26...0,25$;

qazla işləyən mühərriklər üçün $\eta_i = 0,28...0,34$.

İndikator xüsusi yanacaq sərfi g_i vahid zamanda (1 saat) mühərrik tərəfindən indikator gücünə sərf olunan yanacağın miqdarına deyilir. Mühərrikin indikator gücü N_i və saatlıq yanacaq sərfi G_m məlum olarsa indikator xüsusi yanacaq sərfi aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$g_i = \frac{G_m \cdot 10^3}{N_i} \text{qr/kVt} \cdot \text{saat}.$$

İndikator f.i.ə. və indikator xüsusi yanacaq sərfi arasında əlaqə aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i Q_H}$$

Əgər nəzərə alsaq ki, $Q_H - MCoul/kq$ -la, $g_i \text{qr/kVt}$ saatla ifadə edilmişdir, onda

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_i \cdot Q_H}$$

və ya

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i Q_H}$$

təyin edilə bilər.

Müasir traktor və avtomobil mühərrikləri üçün nominal rejimdə indikator xüsusi yanacaq sərfi dizellərdə $g_i = 175...220 \text{qr/kVt} - \text{saat}$; karbüratorlu mühərriklərdə $g_i = 235...290 \text{qr/kVt} \cdot \text{saat}$; qazla işləyən mühərriklərdə isə $g_i = 10,5...14,0 MCoul/kVt \cdot \text{saat}$ həddində dəyişir.

Ümumiyyətcə isə yanıcı qatışıqın tərkibindən, dolma əmsalından, silindrin di-varı ilə olan istilik itkisindən və iş rejimindən asılı olaraq, mühərriklərin indikator göstəriciləri daha geniş həddə dəyişə bilər.

Mühazirə 9

MÖVZU:

DAXİLİ YANMA MÜHƏRRİKLƏRİNİN EFFEKTİV GÖSTƏRİCİLƏRİNİN TƏYİNİ

Mühazirənin planı:

1. Mexaniki itkilər və mühərrikin effektiv göstəriciləri.
2. Mühərrikin indikator və effektiv göstəricilərinə müxtəlif faktorların təsiri.

Mexaniki itkilər və mühərrikin effektiv göstəriciləri

Mexaniki itkilər. Mühərrikin indikator gücünün bir hissəsi mexaniki (daxili və xarici) itkilərin dəf olunmasına sərf olunur.

Daxili itkilərə bütün növlərdən olan sürtünmə itkiləri, qaz mübadiləsi ilə əla-qədar olan itkilər, köməkçi mexanizmlərə (ventilyator, generator, yanacaq, su və yağ nasosları və s.) hərəkət verilməsi ilə bağlı itkilər, qazodinamiki itkilər (bö-lünmüş kameralı dizellərdə) və s. aid edilə bilər.

Orta indikator təzyiqi məvhumunda olduğu kimi mexaniki itkilərin orta təz-yiqi, yəni porşenin bir gedişində bir tsikldə mexaniki itkilərin görə biləcəyi işə bə-rabər işin sərf olunduğu qəbul edilir. Bütün mexaniki itkilərin 80 faizə qədərini sürtünməyə sərf olunan güc itkiləri təşkil edir. Bütün daxili itkilərin də 45...55 faizi porşen-silindr və porşen-üzüklər qovşaq hissələrinin payına düşür. Yastıqlardakı sürtünmə itkiləri isə 20 faizə qədər olur.

Mexaniki itkilərin orta təzyiqi mühərrikin sürət rejimindən də ciddi surətdə asılıdır və təqribi olaraq aşağıdakı kimi ifadə edilə bilər:

$$P_m = a + bC_n,$$

burada a və b – hesabat əmsalları olub, onların ədədi qiyməti mühərrikin tipindən, konstruksiyasından, əsas ölçülərindən, silindrlərin sayından və s. asılıdır. (cədvəl 1.)

a və b əmsallarının qiyməti.

Cədvəl 1.

Mühərrikin tipi	a, MPa a	$b, \frac{\text{MPa} \cdot \text{san}}{m}$
Birkameralı dizellər	0,105	0,012
Bölünmüş kameralı dizellər	0,105	0,0138
Karbüratorlu mühərriklər	0,05	0,0155
$S/D > 1$ olduqda	0,04	0,0135
$S/D < 1$ olduqda		

Basqılı dizellərdə mexaniki itkilər eyni zamanda P_k/P_v nisbətindən də asılıdır və təqribi hesablamalarda aşağıdakı kimi təyin edilə bilər:

$$P_m = 0,1(a + bC_n)P_k. \quad (2)$$

Mexaniki itkilərin orta təzyiqi karbüratorlu mühərriklərdə $P_m = 0,15 \dots 0,25 \text{MPa}$ dizellərdə isə $P_m = 0,2 \dots 0,3 \text{MPa}$ həddində dəyişir.

Mexaniki güc itkisi aşağıdakı ifadədən təyin edilə bilər:

$$N_m = \frac{P_m V_h \text{in}}{30\tau} kVt. \quad (3)$$

Mühərrikdə mexaniki itkiləri qiymətləndirməyə imkan verən göstərici mexaniki f.i.ə.-dir. Mexaniki f.i.ə. indikator işindən L_i (gücündən və ya təzyiqindən) mexaniki itkilərə nə qədər iş L_m (güc və təzyiq) sərf olunduğunu göstərir:

$$\eta_m = \frac{L_i - L_m}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i};$$

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i};$$

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i}.$$

Mühərrikin nominal iş rejimində mexaniki f.i.ə. aşağıdakı qiymətləri ala bilər: dördtaktlı karbüratorlu mühərriklərdə $\eta_m = 0,70...0,85$; dördtaktlı basqısız dizellərdə $\eta_m = 0,70...0,82$; basqılı dizellərdə $\eta_m = 0,8...0,9$; ikitaktlı dizellərdə $\eta_m = 0,70...0,85$ və qazla

işləyən mühərriklərdə $\eta_m = 0,75...0,85$.

Effektiv göstəricilər. Mühərrikin effektiv göstəricilərinə orta effektiv təzyiq – P_e , effektiv güc – N_e , effektiv f.i.ə. – η_e və effektiv xüsusi yanacaq sərfi – g_e aid edilir.

Orta effektiv təzyiq P_e – mühərrikin silindri daxilində elə şərti sabit təzyiqə deyilir ki, bir takt ərzində silindrdə hasil olan təzyiq, bir tsikldə görülmə işə bərabər olsun.

Orta effektiv təzyiq xüsusi iş ölçü vahidinə malikdir, MPa və ya $Coul/litr$ –lə ölçülür. Buna görə də orta effektiv təzyiqi bir tsikldə görülmə effektiv işin L_e silindrin işçi həcminə V_h olan nisbəti kimi də ifadə etmək olar:

$$P_e = \frac{L_e}{V_h};$$

Orta effektiv təzyiq orta indikator təzyiqi ilə mexaniki təzyiq itkilərinin fərqi kimi də təyin edilə bilər:

$$P_e = P_i - P_m.$$

Effektiv güc N_e – mühərrikin dirsəkli valında alınan gücə deyilir və bu güc traktorun və ya avtomobilin gücötürücü mexanizminə ötürülür. Orta effektiv təzyiqdə olduğu kimi effektiv güc də aşağıdakı kimi təyin edilə bilər:

$$N_e = N_i - N_m.$$

Silindrin işçi həcmi V_h , silindrlərin sayı i , fırlanma tezliyi n və mühərrikin tipi məlum olarsa, effektiv gücü aşağıdakı formula ilə də təyin etmək olar:

$$N_e = \frac{P_e V_h i n}{30\tau} kVt$$

Dirsəkli valla gücötürücü mexanizmlərə verilən burucu moment M_δ tsikl ərzində alınan burucu momentin orta qiyməti olub, effektiv gücün aşağıdakı ifadəsinədən təyin edilə bilər:

$$N_e = M_\delta \cdot \omega \cdot 10^{-3}.$$

burada ω – dirsəkli valın bucaq sürətidir və $\omega = \frac{\pi n}{30}$ olduğunu (11) ifadəsində nəzərə alsaq, burucu moment

$$M_{\delta} = 9554 \frac{N_e}{n} H.m$$

Burucu momentin (12) ifadəsində gücün (3.28) ifadəsini yerinə yazsaq,

$$M_{\delta} = \frac{P_e V_h i}{0,00314 \cdot \tau}$$

və ya buradan orta effektiv təzyiq

$$P_e = \frac{0,00314 M_{\delta} \tau}{V_h \cdot i}$$

Beləliklə, konkret mühərrik üçün bütün sabit kəmiyyətləri C ilə işarə etsək, burucu moment

$$M_{\delta} = C P_e.$$

Yuxarıdakı ifadəyə əsasən belə nəticəyə gəlmək olar ki, konkret mühərrik üçün burucu momentin qiyməti orta effektiv qiyməti ilə düz mütənasibdir. Effektiv f.i.ə. η_e – mühərrikdə istilikdən də dərəcədə səmərəli istifadə olunduğunu göstərir və dirsəkli valda alınan işə çevrilən istiliyin Q_e tsikl ərzində mühərrikə verilən isti-liyə Q_{mc} olan nisbətində deyilir:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{mc}}.$$

$L_i - L_m = L_e$ effektiv iş olduğunu, $\frac{L_i - L_m}{L_i} = \frac{L_e}{L_i} = \eta_m$ və $L_e = L_i \eta_m$ ifadələrini nəzərə

alsaq, effektiv f.i.ə. üçün aşağıdakı ifadəni yazmaq olar:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Analoji olaraq, $N_e = N_i \cdot \eta_m$ və $P_e = P_i \eta_m$ olduğunu və (16), (10) ifadələrini nəzərə alsaq, orta effektiv təzyiq və effektiv güc üçün aşağıdakı ifadələri yazı bilərik:

$$P_e = \eta_v \rho_k \eta_e Q_H / \alpha L_0 ;$$

$$N_e = \frac{\eta_v \rho_k \eta_e Q_H V_h n i}{\alpha L_0 30 \tau}$$

Bu ifadələr mühərrikin orta effektiv təzyiqinə və effektiv gücünə müxtəlif faktorların təsirini təhlil etməyə daha yaxşı imkan verir.

Mühərrikin yanacaq qənaətcilliyi bir qayda olaraq effektiv xüsusi yanacaq sərfi ilə qiymətləndirilir və bir saatda mühərrikin vahid gücünə sərf olunan yanacağın miqdarı ilə ölçülür:

$$g_e = \frac{G_m \cdot 10^3}{N_e} qr / kVt.saat,$$

burada G_m – mühərrikin saatlıq yanacaq sərfidir, kq/saatla. Effektiv f.i.ə. ilə effektiv xüsusi yanacaq sərfi arasında aşağıdakı şəkildə üzvi əlaqə mövcuddur.

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_e Q_H}.$$

Effektiv xüsusi yanacaq sərfi ilə mühərrikin əsas iş tsikli parametrləri arasında əlaqə yaratmaq üçün (17) və (20) ifadələrindən istifadə edə bilərik:

$$P_e = \eta_v \rho_k \eta_e Q_H / \alpha L_0 = \eta_v \rho_k Q_H \cdot 3,6 \cdot 10^3 / \alpha L_0 g_e Q_H. \quad (21)$$

Buradan

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 \eta_v \rho_k}{\alpha L_0 P_e}. \quad (22)$$

Bu ifadələrdə P_e – МПа, ρ_k – kq/m³, L_0 – kq/kq və g_e – qr/kVt saat – la ifadə edilmişdir.

Dizel yanacağının aşağı istilik törətmə qabiliyyətini $Q_H = 42,5 MCoul/kq$, ben-zinin aşağı istilik törətmə qabiliyyətini $Q_H = 44,0 MCoul/kq$ qəbul etsək, effektiv xüsusi yanacaq sərfi üçün müvafiq surətdə aşağıdakı sadə ifadələri yaza bilərik:

dizellər üçün

$$g_e = \frac{84,3}{\eta_e};$$

karbürətorlu mühərriklər üçün

$$g_e = \frac{81,8}{\eta_e}.$$

Qazla işləyən mühərriklər üçün effektiv xüsusi qaz sərfi (həcm üzrə) $\text{m}^3/\text{kVt.saat}$ -la aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$v_e = \frac{V_r}{N_e},$$

burada V_r – sərf olunan qazın miqdarı, m^3/saat -la.

Qazla işləyən mühərriklərin effektiv f.i.ə.

$$\eta_e = \frac{1}{Q_H v_e}.$$

Əgər $Q_H \text{MCoul}/\text{m}^3$ və $v_e - \text{m}^3/\text{kVt saat}$ la ifadə edilərsə, effektiv f.i.ə. aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$\eta_e = \frac{3,6}{Q_H v_e}.$$

Nominal iş rejimində traktor və avtomobil mühərriklərinin effektiv göstəricilərinin hədd qiyətləri cədvəl 3.2.-də verilmişdir.

Traktor və avtomobil mühərrikinin effektiv göstəriciləri

Cədvəl 2.

Mühərrikin tipi	$P_e \text{MПа}$	η_m	$g_e, \text{qr}/\text{kVt.saat}$	η_e
Bölünmüş kameralı dizellər	0,50...0,80	0,70...0,80	245...270	0,33...0,37
Birkameralı dizellər	0,55...0,85	0,70...0,85	225...260	0,35...0,40
Basqılı dizellər	2,0 qədər	0,80...0,90	210...250	0,36...0,40
Karbürətorlu mühərriklər	0,60...1,10	0,70...0,85	300...370	0,23...0,33
Qazla işləyən mühərriklər	0,50...0,75	0,75...0,85	14...17 MCoul/kVt saat	0,23...0,30

Mühərrikin indikator və effektiv göstəricilərinə müxtəlif faktorların təsiri

Mühərrikin əsas dinamik və iqtisadi keyfiyyətləri onların indikator və effektiv göstəriciləri ilə üzvi surətdə bağlıdır. Buna görə də istər layihələndirmə və istərsə də istismar zamanı müxtəlif faktorların bu göstəricilərə təsirini bilmək lazımdır.

Mühərrikin faydalı gücü olan dinamiki keyfiyyətlərini xarakterizə edən əsas göstəricilərdən biri olub, (20) ifadəsi ilə təyin edilir. Dördtaktlı mühərriklər üçün taktlar əmsalının $\tau = 4$ qəbul edildiyini nəzərə alsaq, həmin ifadəni aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$N_e = \frac{V_h i}{120} P_e n.$$

Formuladan aydın görünür ki, müasir mühərriklərin konstruktiv ölçülərini dəyişmədən onların güclərinin artırılması ya dirsəkli valın fırlanma tezliyinin n və ya da orta effektiv təzyiqin P_e artırılması hesabına həyata keçirilə bilər. Hal-hazırda hər iki yoldan geniş istifadə olunur. Lakin təcrübə göstərir ki, fırlanma tezliyinin artırılması əksər hallarda mühərrik hissələrinin sürətlə yeyilməsinə və yağın artıq sərf edilməsinə səbəb olur. Buna görə də mühərrikin faydalı gücünün artırılması üçün onların orta effektiv təzyiqlərinin artırılması təqdirə layiq yol hesab edilə bilər. Orta effektiv təzyiq isə (3.36) ifadəsindən göründüyü kimi həm orta indikator təzyiqindən, həm də mexaniki itkilərin qiymətindən asılıdır. Mexaniki təzyiq itkisi P_m əsasən mühərrikin fırlanma tezliyindən, karter yağının göstəricilərindən və bunların mühərrikin yük və temperatur rejiminə nə dərəcədə uyğun olmasından asılıdır. Mexaniki itkilərin müxtəlif üsullarla azaldılması f.i.ə.-nin və deməli orta effektiv təzyiqin artmasına səbəb olur.

Mexaniki itkilərin azaldılmasının yolu qovşaq hissələri səthinin azaldılması, onların formasının və becərilmə keyfiyyətinin yaxşılaşdırılması, yağın və mühərrikin istilik vəziyyətinin düzgün seçilməsidir.

Aparılmış elmi-tədqiqat işlərinin nəticəsi və mühərriklərin inkişaf dinamika-sından aydın görünür ki, bu yolla mühərrikin dinamiki və iqtisadi keyfiyyətlərinin yaxşılaşdırılması texnikanın müasir tələbatını ödəyə bilməz. Mühərrikin effektiv göstəricilərinin və yanacaq qənaətcilliyinin geniş hədudda yaxşılaşdırılması ancaq onların indikator göstəricilərinin yaxşılaşdırılması hesabına əldə edilə bilər.

V.M. Anikeviçus orta indikator təzyiqini aşağıdakı formula ilə təyin etməyi təklif etmişdir:

$$P_i = A \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v,$$

burada A – normal şərait üçün sabit əmsal kimi qəbul edilmişdir.

Deməli, mühərrikin indikator göstəricilərini yaxşılaşdırmaq üçün ya dolma əmsalının - η_v və ya da $\frac{\eta_i}{\alpha}$ – nisbətinin artırılması zəruridir.

Dolma əmsalı hər şeydən əvvəl sormanın sonundakı təzyiqdən - P_a asılıdır, deməli, eyni zamanda P_a –ya təsir edən bütün faktorlardan da asılı olur. Son zamanlar turbobasqıdan istifadə etməklə P_a -nı və η_v –ni artırmaqla orta indikator təzyiqinin artırılmasına daha böyük fikir verilir. Turbobasqıdan istifadə edilməsi mexaniki itkilərin artmasına səbəb olur, lakin bu zaman orta indikator təzyiqi daha sürətlə artır, mexaniki f.i.ə. yüksəlir. Buna görə də turbobasqıdan istifadə edildikdə P_e P_i –yə nəzərən daha çox artır.

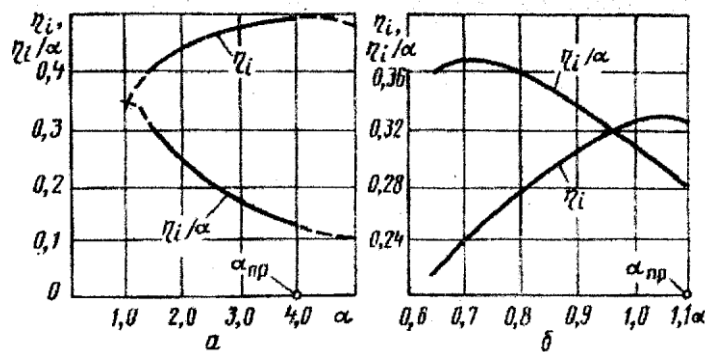
Bir sıra tədqiqatçıların fikrincə sıxma dərəcəsinin ε artması az da olsa, η_v –ni azaldır. Digər qrup tədqiqatçılar isə bu fikrin tamamilə əksini sübut etməyə çalışırlar. Üçüncü qrup tədqiqatçılar isə ε –nün dəyişməsilə η_v –nin sabit qaldığını göstərir. Şübhəsiz ki, müxtəlif mühərriklər üzərində aparılan bu tədqiqatlar ε –nün η_v –yə təsirini düzgün izah edə bilməzdilər. Lakin karbüratorlu mühərriklərdə sıxma dərəcəsinin artırılması istilikdən istifadənin yaxşılaşması hesabına P_i və η_i –artmasına imkan verir. Ancaq, bu zaman yüksək oktan ədədinə malik yana-caqdan istifadə edilməli, mühərrik hissələrinin istilik və mexaniki yüklənmələrinə ciddi fikir verilməlidir.

(1) və (29) ifadələrindən göründüyü kimi indikator f.i.ə.-nin arması ilə iş prosesinin əsas indikator parametrləri yaxşılaşır (P_i -artır və g_i -isə azalır). Tədqiq edilən mühərrik üçün η_i –nin əhəmiyyətli dərəcədə artırılması $\varepsilon = const$ qiymətində işçi qatışıqın bircinsliyini yaxşılaşdırmaqla əldə edilə bilər. η_i –ni yanmanın birinci fazasının (gizli yanma periodu və ya öz-özünə alovlanmanın gecikmə vaxtını) 20...30 faiz azaldılması ilə də müəyyən qədər artırımaq olar.

İşçi qatışıqın bircinsliliyinin yaxşılaşdırılması və öz-özünə alovlanmanın gecikmə vaxtının azaldılması son zamanlar dizellərdə sorulan hava yoluna yanacaq hissəcikləri əlavə edilməsilə həyata keçirilə bilər.

İndikator f.i.ə.-nin və $\frac{\eta_i}{\alpha}$ nisbətinin hava artımı əmsalından, mühərrikin yük-kündən asılı olaraq dəyişməsi karbüratorlu və dizel mühərrikləri üçün şəkil 19 və 20-də göstərilmişdir.

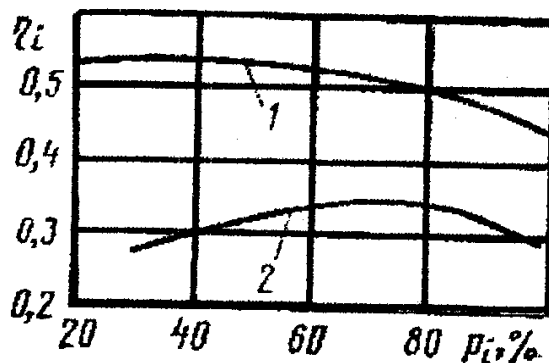
Burulğan kameralı dizellərin enegetik və iqtisadi göstəricilərinin yük-səldilməsi yollarının analizi göstərir ki, bu mühərriklərin işçi proseslərinin daha da təkmilləşdirilməsi imkanı artıq tamamilə məhdudlanmışdır.



Şəkil 1. İndikator f.i.ə. η_i və η_i/α nisbətənin hava artımı əmsalından α asılılığı.

a – dizel üçün; b – karbüratorlu mühərrik üçün

Burulğanvari kameralı dizellərin indikator yanacaq sərfi orta indikator təzyiqi-nin $P_i = 0,8 \text{ MPa}$ qiymətində $g_i = 188...190 \text{ qr/kVt.saat}$ təşkil edir. İndikator yanacaq sərfinin aşağı salınması üçün burulğan kameranın və yanacaq vermə sistemi elementlərinin həndəsi ölçülərinin dəyişdirilməsi sahəsində aparılan işlər heç bir müsbət nəticə verməmişdir.



Şəkil 2. Yükdən asılı olaraq indikator f.i.ə. dəyişməsi.
1 –dizel üçün; 2 – karbüratorlu mühərrik üçün.

Traktor dizellərinin güc və qənaətcillik göstəricilərini daha da yaxşılaşdırmaq məqsədilə NATİ-də burulğan kameraların laylı qatışıqyaranma prosesini təmin edən ÇNİDİ tipli yanma kameraları ilə əvəz edilməsi sahəsində bir çox nəzəri və eksperimental xarakterli işlər aparılmışdır. Bu kamera dizelin yüksək qənaətcilliyini və orta indikator təzyiqinin maksimal qiymətlərində mühərrikin “yumşaq” işi zamanı bütün işçi rejimlərdə tüstüsüz işlənməsini təmin edir.

Mühərrikin xarakteristikaları

Mühərrikin xarakteristikalarının çıxarılmasında əsas məqsəd mühərrikin dinamiki və iqtisadi keyfiyyətlərini öyrənməkdən ibarətdir.

Mühərrikin dinamiki keyfiyyətini müəyyənləşdirən aşağıdakı parametrlərdir.

1. Mühərrikin maksimal effektiv gücü.
2. Mühərrikin dirsəkli valının maksimum burucu momenti.
3. Maksimal gücdə mühərrikin dirsəkli valının burucu momenti.
4. Mühərrikin maksimum gücündə dirsəkli valın bir dəqiqədə fırlanma tezliyi.
5. Mühərrikin requlyatorunun qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi.
6. Mühərrikin ehtiyat burucu momenti.
7. Ehtiyat burucu moment hüdudunda mühərrik gücünün dəyişmə xarakteri və s.

Mühərrikin iqtisadi keyfiyyətini xarakterizə edən aşağıdakı parametrlərdir.

1. Mühərrikin maksimal gücündə xüsusi yanacaq sərfiyyatı.
2. Mühərrikin minimum xüsusi yanacaq sərfiyyatı.
3. Xüsusi yanacaq sərfiyyatının dəyişmə xarakteri.
4. Mühərrikin boş işində və yüksək fırlanma tezliyində saatlıq yanacaq sərfiyyatı.
5. Mühərrikin boş işində (gedişində) və alçaq fırlanma tezliyində saatlıq yanacaq sərfiyyatı və s.

Mühərrikin müxtəlif iş rejimlərində onun dinamiki və iqtisadi göstəricilərini müəyyənləşdirmək üçün mühərrikin sürət və yük xarakteristikaları çıxarılır. Bundan başqa karbüratorun, yanacaq nasosunun əlverişli nizamlanmasını, optimal qabaqlama yandırma və ya püskürmə momentini müəyyən etmək üçün mühərrikdən nizamlama xarakteristikaları çıxarmaq lazım gəlir. Nizamlama xarakteristikaları əsas etibarilə zavod şəraitində və mühərriklərin dövlət sınağı zamanı sınaq stansiyalarında və elmi-tədqiqat institutlarında çıxarılır.

Mühərrikin əsas ölçülərinin təyini.

Mühərrikin silindrləri daxilində gedən prosesləri xarakterizə edən parametrləri, indikator və effektiv göstəriciləri istilik hesabatı metodu ilə təyin etdikdən sonra güc formulasından istifadə edərək, mühərrikin əsas ölçülərini – silindrin diametri D və porşenin yolunu S təyin edə bilərik. D və S konstruktiv parametrlər olmaqla, ona görə mühərrikin əsas ölçüləri adlanır ki, əvvəla, bu ölçülər mühərrikin güc və qənaətcillik göstəricilərini səciyyələndirən amillərin əsasıdır, digər tərəfdən isə mühərriki təşkil edən bütün hissələrin ölçüləri D və S –dən asılı olaraq təqribi hesabat yolu ilə təyin edilir.

Əgər mühərrikin effektiv gücü verilərsə və ya çəkicilik hesabatı üsulu ilə təyin edilmiş olarsa, orta effektiv təzyiqin P_e məlum qiymətinə görə mühərrikin litrajı V_l litrlə aşağıdakı kimi təyin edilə bilər:

$$V_l = V_h \cdot i = \frac{30N_e \tau}{P_e \cdot n}.$$

Bir silindrin işçi həcmi isə

$$V_h = \frac{V_l}{i} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \text{ olduğunu nəzərə alsaq, } \frac{S}{D} = c \text{ və } S = Dc \text{ işarə etsək, silindrin}$$

diametri üçün aşağıdakı ifadəni yazı bilərik:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi c}} dm.$$

Bu düsturda V_h -litrlə, D isə dm-lə ifadə edilmişdir. Bir qayda olaraq texniki xarakteristikalarda D və S mm-lə ifadə edilir:

$$D = 100_3 \sqrt{\frac{4V_h}{\pi c}} mm.$$

Porşenin yolu isə diametrə görə təyin edilir:

$$S = Dc.$$

D və S hesabat yolu ilə təyin edildikdən sonra, onların qiyməti DÜİST-ə uyğun olaraq seçilməlidir, əgər müvafiq DÜİST-lər yoxdursa, onda tam ədədə qədər yuvarlaqlaşdırılaraq, mühərriki xarakterizə edən parametrlər yenidən hesablanmalıdır.

Mühərrikin litrajı:

$$V_l = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}.$$

Effektiv güc:

$$N_e = \frac{P_e V_l n_H}{30 \tau} kVt.$$

Effektiv burucu moment:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_H} Hm.$$

Saatlıq yanacaq sərfi:

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} kq/saat.$$

Porşenin orta sürəti:

$$C_n = \frac{S \cdot n_H}{3 \cdot 10^4} m/san.$$

Mühərrikin əsas ölçüləri təyin edilərkən traktor və avtomobil quruculuğunda dünya təcrübəsinə istinad edilərək bir sıra mülahizələr rəhbər götürülməlidir.

Mühərrikin tipinin seçilməsi. Hal –hazırda dünya təcrübəsində müxtəlif növ mühərriklər üzərində tədqiqat işləri aparılsa da müasir traktor və avtomobillərdə əsasən enerji mənbəyi kimi dizel və karbürətorlu mühərriklərdən istifadə edilir.

Karbüratorlu mühərriklərin hissələri sayının dizellərindəkindən 2...3 dəfə az, istehsal və təmir xərclərinin 20...25%, kütləsinin 25...30% aşağı olduğunu nəzərə alaraq, bir qayda olaraq minik avtomobilləri, az və orta yerli avtobuslar və yükləyici qabiliyyəti 2 tona qədər olan yük avtomobilləri üçün karbüratorlu mühərriklər münasib sayılır. Yükləyici qabiliyyəti 2 tondan artıq olan yük avtomobilləri və çoxyerli avtobuslar üçün isə dizellərdən istifadə edilməsi tövsiyə edilir.

Dizellərin nisbətən ağır olması, çətin işə salınması, sərt işləməsi və s. nöqsanlarına baxmayaraq, onların yüksək yanacaq qənaətciliyinə malik olması traktorlarda dizellərdən istifadə edilməsini zəruri hesab edir. Lakin fermer-kəndli təsərrüfatları üçün kiçik mexanikləşdirmə vasitələrinin (KMV) yaradılması təcrübəsi göstərir ki, motoblokların, kiçik ölçülü traktorların yaradılmasında kütlə məsələsi böyük rol oynayır və buna görə də KMV-də karbüratorlu və elektrik mühərriklərindən də istifadə edilə bilər.

Yanacaq püskürmə və məşəllə alısdırma mühərrikləri yanacaq sərfinə görə dizellərə, başqa xassələrinə görə isə karbüratorlu mühərriklərə yaxındır. Belə mühərriklər iş şəraiti və yüklənmə dərəcəsi nəzərə alınmaqla, həm də dizel mühərriklərini əvəz edə bilərlər.

Qaz mühərriki, xüsusilə mayeləşmiş qazla işləyən mühərriklər avtomobillərdə geniş istifadə edilə bilər. Lakin qaz yanacağı çatışmadığından və onların istismarı zamanı bir sıra nöqsanların ortaya çıxması qazla işləyən mühərriklərin geniş yayılmasına imkan vermir.

Taktların sayının seçilməsi. Mühərrikin effektiv güc düsturundan göründüyü kimi ikitaklı mühərriklərdə ($\tau = 2$) dördtaklı mühərriklərə nəzərən ($\tau = 4$) iki dəfə artıq güc alınmalıdır. Lakin faktiki olaraq bütün başqa şərtlər eyni olduqda ikitaklı mühərriklərdən 1,5...1,8 dəfə artıq güc almaq olur. Çünki bu mühərriklərdə işçi həcmindən $V_h h_b$ qədər tam istifadə olunmur.

Eyni gücə malik ikitaklı mühərrik dördtaklı mühərriklərə nəzərən yığcam və yüngül olmalıdır. Bu cəhət avtomobillər üçün çox əhəmiyyətlidir. Lakin ikitaklı karbüratorlu mühərriklərdə üfləmə yanıcı qatışıqla aparıldığından avtomobillərdə istifadə olunmur. İkitaklı karbüratorlu mühərriklərdən traktorlarda çox az müddət

üçün (maksimum 15 dəq) işləməsi nəzərdə tutulan işə salıcı mühərrik kimi və bəzi motosiklet, moped və s. yüngül minik vasitələrində istifadə olunur.

İkitaklı birbaşa üfləmali dizellər qabarit ölçülərinə və kütləsinə görə dördtaklı dizellərdən üstündür. Lakin bu dizellərdə üfləmə mexaniki nasosla ol-duqda xüsusi yanacaq sərfi yüksək olur. Üfləmə qazoturbinlə (turbobasqılı) ol-duqda xüsusi yanacaq sərfi həddindən artıq çox olmasa da hər iki halda mühərrik hissələrinin istilik gərginliyi yüksək olur, etibarlılığı və uzunömürlülüüyü isə aşağı olur.

Bütün yuxarıda qeyd edilənləri əsas götürərək traktor və avtomobillərdə əsa-sən dördtaklı mühərriklərdən istifadə edilməsi tövsiyə edilir.

Silindrlərin sayının seçilməsi. Mühərrikin gücünü saxlamaqla silindrlərin sayı artırıldıqda onların diametrlərini kiçiltmək mümkün olur ki, nəticədə mühərrik qı-ğılımla alışdırmalı olduqda onun sıxma dərəcəsini və deməli yanacaq qə-naətcilliyini xeyli artırmaq üçün şərait yaranır. Bu zaman həmçinin mühərrikin mü-vazinətliyi və dirsəkli valın müntəzəm fırlanması yaxşılaşır ki, bu da sürəti və de-məli mühərrikin kütləsini artırmadan onun gücünü artırmağa imkan verir. Lakin eyni zamanda silindrlərin sayının artırılması mühərrikin uzunluğunu, istehsal və tə-mir xərclərini də artırır.

Silindrlərin sayını seçərkən eyni tip, lakin müxtəlif gücə malik mühərriklərdə hissələrin unifikasiya olunmasına da fikir vermək lazımdır. Unifikasiya –müxtəlif mühərriklərdə eyni hissələrdən istifadə olunması istehsal, təmir, istismar, təchizat və s. xərclərin azaldılması üçün şərait yaradır.

Bütün yuxarıda qeyd edilənləri əsas götürərək əksər traktor mühərrikləri dörd-silindrli hazırlanır. Lakin bir, iki, altı, səkkiz və oniki silindrli traktor mühərrikləri də vardır.

Müasir avtomobil mühərrikləri əsasən dörd, altı və səkkiz silindrli hazırlanır.

Mühərrikin nizamlama xarakteristikası

Mühərrikin nizamlama xarakteristikası mühərrikin gücünün və onun iqtisadi göstəricilərinin nizamlama parametrlərindən asılı olaraq dəyişməsinə göstərir. Bu

parametrlərin dəyişməsi mühərrikdə yanma prosesinin getməsinə böyük təsir göstərir. Karbüratorlu mühərriklər üçün nizamlayma xarakteristikaları aşağıdakılardan ibarətdir:

1) qabaqlama bucağına görə çıxarılan xarakteristika; 2) işçi qatışıqının tərkibi-nə görə çıxarılan xarakteristika.

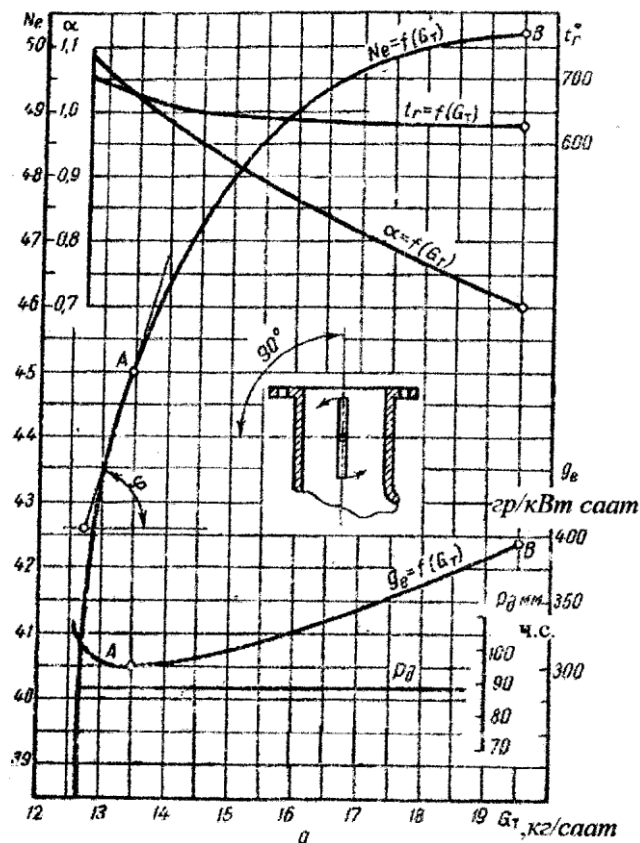
Dizel mühərriklərində isə nizamlayma xarakteristikası yanacağın qabaqlama püskürmə momentinə görə və yanıcı qatışıqın tərkibinə görə çıxarılan xarakteristikalardan ibarətdir.

Mühərrikin sürət və yük xarakteristikaları qəbul edilmiş nizamlayma xarakteristikalarından olduqca asılıdır.

Bu xarakteristikalarla ətraflı tanış olmaq üçün əvvəlcə yanıcı qatışıqın tərkibi-nə görə çıxarılmış nizamlayma xarakteristikalarına diqqət yetirək.

Karbüratorlu mühərrikdən yanıcı qatışıqın tərkibinə görə nizamlayma xarakteristikasını çıxarmaq üçün müəyyən qabaqlama yandırma bucağında drossel tam açıq olmaq şərtilə ən əlverişli sürət rejimində ($n=\text{const}$ şərtilə) $N_e=f(G_m)$ və $g_e=f(G_m)$ dəyişmə əyriləri müəyyən edilir (şəkil 26a). Bu əyrilərdən başqa hava artımı əmsalının α , ixrac qazlarının temperaturunun t_r və diffuzorda sürətlənmənin saatlıq yanacaq sərfiyyatından asılı olaraq dəyişmə əyriləri də göstərilə bilər. $N_e=f(G_m)$ əyrisində iki xarakterik nöqtəyə “A” və “B” diqqət yetirək. “A” nöqtəsi xüsusi yanacaq sərfinin minimum ($g_{e\min}$) qiymətinə təvafüq edir. Bu nöqtəni təyin etmək üçün koordinat başlanğıcından $N_e=f(G_m)$ əyrisinə toxunan xətt çəkilir. Toxunan xətlə $N_e=f(G_m)$ əyrisinin görüşdüyü nöqtə $g_{e\min}$ -a uyğun gələn “A” nöqtəsini verir. $N_e=f(G_m)$ əyrisində “B” nöqtəsi maksimum gücə təvafüq edir. Bu nöqtəni təyin etmək üçün $N_e=f(G_m)$ əyrisinə absis oxuna paralel olmaq şərtilə toxunan xətt çəkilir. Xətlərin görüşmə yeri “B” nöqtəsini verəcəkdir. Uzun müddətli aparılmış tədqiqat işlərindən müəyyən edilmişdir ki, karbüratorlu mühərriklər maksimum gücə nizamlandıqları zaman onların verdikləri güc, $g_{e\min}$ nöqtədəki gücdən 7...12 faizə qədər artırıq alınır. Bu halda mühərrikin xüsusi yanacaq sərfiyyatı isə 12...22 faizə qədər artır. Xarakteristikadan görünür ki, $N_{e\max}$ $g_{e\min}$ qiymətinə təvafüq etmir. Bunun səbəbləri aşağıda göstərilənlərlə izah edilə bilər.

Şəkil 1,a. Karbüratorlu mühərrik üçün yanıcı qatışığın tərkibinə görə nizamlayıcı xarakteristika



tərkibinə görə nizamlama xarakteristikasını düzgün təhlil etmək üçün mühərrikin işini üç rejimə bölmək kifayət edər. Bu rejimlər nizamlama xarakteristikasında A-A, B-B və C-C vertikal düz xətlərlə göstərilmişdir. Qrafikdən görünür ki, mühərrik A-A rejiminə görə nizamlanarsa, onun qənaətcilliyi ən yüksək olacaqdır. Daha doğrusu mühərrikin xüsusi yanacaq sərfiyyatı (g_e) minimuma çatdırılacaqdır. Qeyd etmək lazımdır ki, mühərriki qiymətləndirdikdə onu yalnız xüsusi yanacaq sərfiyyatı nöqtəyi nəzərin-cə təhlil etmək düzgün ola bilməz. Çünki mühərriki

Mühərriklərin güc xarakteristikası.

Müxtəlif mühərrikləri iş gərginliyinə, konstruksiyasının təkmilliyinə və lazımi etibarlılığını saxlamaqla gücləndirilmə (forsirovka) dərəcəsinə görə qiymətləndirmək üçün müqayisə göstəricilərindən istifadə edilir.

Xüsusi porşen gücü N_n -nominal gücün bütün porşenlərin en kəsik sahəsinə olan nisbətində deyilir:

$$N_n = \frac{N_e}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot i} = \frac{P_e n S}{30 \tau}.$$

Xüsusi porşen gücü karbüratorlu avtomobil mühərrikləri üçün 15...35, avtot-raktor dizelləri üçün isə 15...25 kVt/dm² həddində dəyişir.

Göründüyü kimi xüsusi porşen gücü mühərrikin istilik və dinamik iş gər-ginliyini xarakterizə edən orta effektiv təzyiqdən P_e , fırlanma tezliyindən n (por-şenin orta sürətindən C_n), porşenin yolundan S və taktlıq əmsalından τ asılıdır.

Litraj gücü N_l -mühərrikin effektiv gücünün onun litrajına olan nisbətində deyilir. Bu göstərici mühərrikin konstruksiyasının təkmilliyini (yığcamlığını və yüngüllüyünü) və istifadə edilən materialların keyfiyyətini xarakterizə edir.

$$N_l = \frac{N_e}{i N_h} = \frac{P_e n}{30 \tau}.$$

Litraj gücü yüksək olan mühərriklər kiçik qabarit ölçüyə və kütləyə malik olurlar. Litraj gücünün artırılması orta effektiv təzyiqin və fırlanma tezliyinin artırılması hesabına, yaxud dördtaktlı tsikldən ikitaktlı tsiklə keçməklə mümkündür. Deməli, litraj gücü yüksək olan mühərriklər daha gərgin iş şəraitinə malikdirlər. Bu da onların etibarlılığına və uzunömürlülüyyəinə təsir göstərməyə bilməz.

Litraj gücü karbüratorlu mühərriklər üçün 20...45, dizellər üçün isə 10...20 kVt/l həddində dəyişə bilər.

Litraj kütləsi g_l -mühərrikin quru kütləsinin G_Q (soyuducu mayesiz, yanacaqsız, yağsız) onun litrajına olan nisbətində deyilir:

$$g_n = \frac{G_Q}{i V_h}.$$

Litraj kütləsi mühərrikin konstruksiyasının və hazırlanma texnologiyasının təkmillik dərəcəsini və bu zaman istifadə edilən materialların keyfiyyətini xarakterizə edir. Mühərrikin etibarlılıq və uzunömürlülük keyfiyyətlərinə xələl gətirmədən onun litraj kütləsinin azaldılması böyük iqtisadi səmərə verə bilər. Bu məq-

sədlə mühərrikin nisbətən ağır hissələrinin kütləsi azaldılmalıdır. Müasir karbüratorlu mühərriklərdə quru kütlənin 50...70, dizellərdə isə 50...80 faizi silindrlər bloku və başlığı, dirsəkli val və nazim çarx, porşen – sürgüqolu qrupu hissələrinin payına düşür. Bunun da karbüratorlu mühərriklərdə 20...30, dizellərdə isə 30...35 faizini ancaq silindrlər blokunun kütləsi təşkil edir. Deməli, lotraj kütləsinin azalmasına ilk növbədə adları çəkilən hissələrin hesabına əldə edilə bilər. Bir cərgədə yerləşdirilmiş silindrlərdən “V” şəkilli konstruksiyalı mühərriklərə keçilməsi silindrlər bloku və başlığının kütləsini 20...30%, həmin hissələrin alüminium ərintisindən tökülməsi isə əlavə olaraq 10...15% azaldılmasına imkan verir.

Litraj kütləsi karbüratorlu avtomobil mühərrikləri üçün 75...150, avtotraktor dizelləri üçün isə 100...200 kq/l həddində dəyişə bilər.

Xüsusi kütlə g_N -mühərrikin quru kütləsinin onun nominal gücünə olan nisbətində deyilir:

$$g_N = \frac{G_Q}{N_{eH}},$$

burada $N_{eH} = N_l V_h i$ olduğunu nəzərə alsaq,

$$g_N = \frac{G_Q}{N_l V_h i} = \frac{g_l}{N_l}.$$

İfadədən göründüyü kimi xüsusi kütlə mühərrikin litraj kütləsindən və gücləndirilmə dərəcəsindən asılıdır. Litraj gücünün N_l nisbi artımı mühərrikin gücləndirilmə dərəcəsi adlanır. Mühərrikin gücləndirilməsi mexaniki və istilik gərginliyinin artmasına səbəb olur. Buna görə də mühərrikin etibarlılıq və uzunömürlülük keyfiyyətlərini saxlamaq məqsədilə gücləndirilmə ilə əlaqədar olaraq əlavə konstruktiv və texnoloji tədbirlərin görülməsi tələb olunur.

Müasir karbüratorlu avtotraktor mühərrikləri üçün xüsusi kütlə 1,5...6,0, dizellər üçün 4...10 kq/kVt həddində dəyişir.

Qabarit gücü N_Q –mühərrikin nominal gücünün onun həcminə olan nisbətində deyilir və konstruktiv cəhətdən mühərrikin yığcamlılığını (kompaktlığını) xarakterizə edir.

$$N_Q = \frac{N_e}{V_Q},$$

burada V_Q – mühərrikin qabarit həcmi göstərir, m^3 – la.

Mühərrikin litrajının onun qabarit həcminə olan nisbətə yığcamlılıq əmsalı deyilir:

$$\psi_j = \frac{V_l}{V_Q};$$

(3.62) ifadəsinin sağ tərəfini V_l – ə vurub-bölsək, yaza bilərik:

$$N_Q = \psi_j N_l.$$

“V” şəkilli dizel tipli mühərrikli yük avtomobillərində yığcamlılıq əmsalı hava təmizləyicisiz, maye ilə soyudulduqda 13...15, hava ilə soyudulduqda 12...14 arasında dəyişir, həmin dizellərin qabarit gücü isə müvafiq surətdə 270...325 və 155...185 kVt/ m^3 ola bilir.

Silindrlərin sayı, yerləşmə vəziyyəti, S/D nisbəti və s. dəyişdikdə qabarit gücün qiyməti də dəyişir.

Müqayisə göstəricilərinin təhlili göstərir ki, ən yüksək göstəricilər idman-yürüş avtomobili mühərriklərinə məxsusdur. Bu mühərriklər əsasən yüksək sürət üçün layihələndirilir və uzunömürlülük onlar üçün ikinci dərəcəli hesab edilir. Bu-na görə də bu mühərriklərdə bir qayda olaraq üstəlik doldurma və yüksək sıxma dərəcəsi tətbiq edilir.

İdman –yürüş avtomobillərindən sonra minik avtomobili mühərrikləri nisbətən yüksək müqayisə göstəricilərinə görə seçilir. Minik avtomobili mühərriklərinin orta istismar yükünün aşağı (30...40%) olması və yüksək oktanlı yanacağın tətbiq edilməsi, bu mühərriklərdə etibarlılıq və uzunömürlülüğü lazımi səviyyədə saxlamaqla, fırlanma tezliyini və sıxma dərəcəsini nisbətən yüksək götürməyə imkan verir.

MÖVZU:

SINAQ AVADANLIQLARI VƏ ÖLÇÜ CİHAZLARI.

Mühazirənin planı:

1.SINAQ AVADANLIQLARI.

2. ÖLÇÜ CİHAZLARI.

Sınaq avadanlıqları və ölçü cihazları

Mühərriklərin laboratoriya-tədqiqat sınaqları üçün aşağıdakı sınaq avadanlığı və ölçü cihazlarının olması zəruridir:

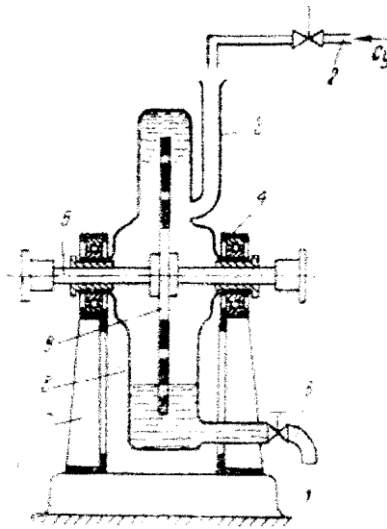
- 1) mühərriki bərkitmək və saxlamaq üçün qurğu;
- 2) tormoz qurğusu, tormozlayıcı qüvvəni və fırlanma tezliyini ölçən cihazlarla birlikdə;
- 3) mühərrikin soyudulma və yağlanması təmin edən qurğular, manometr və termometrlərlə birlikdə;
- 4) mühərrikin qidalanmasını təmin edən qurğular, yanacaq sərfini ölçən cihaz-la;
- 5) işlənmiş qazları və karter qazlarını xaric etmək üçün qurğu, termometrlə;
- 6) mühərrikin idarə orqanları və pultu;
- 7) indikator diaqramını çıxarmaq üçün qurğu.

Laboratoriya şəraitində mühərriki sınaq etmək üçün onu dəmir-beton özü üzərində bərkitmək lazımdır ki, titrəmələrin və deməli, binanın zədələnməsinin qarşısı alınsın, ölçü cihazları düzgün işləsin.

Mühərrik bərkidilən qurğu universal olmaqla müxtəlif ölçülü mühərrikləri yerləşdirməyə, üfüqi və şaquli vəziyyətdə onu tənzimləməyə imkan verir.

Tormoz qurğularının vəzifəsi mühərrikin effektiv gücünü təyin etmək məqsədilə onun valında tormozlayıcı qüvvə yaratmalı, tormozlanmanın dayanıqlı olması-nı və gücün dəqiq ölçülməsini təmin etməlidir. Eyni zamanda mühərrikin mexaniki itkilərini təyin etməyə, onun tez və etibarlı işə salınmasına, müxtəlif məqsədlərlə başqa enerji mənbəyindən mühərrikin fırladılmasına və s. imkan verməlidir.

Müasir şəraitdə tormoz qurğularından ən geniş yayılanı hidravliki və elektrik tormozlarıdır.



Şəkil 1. Hidravliki tormoz qurğusunun sxemi.

Hidravliki tormoz qurğusu (şəkil 1) – maye içərisində fırlanan cismin – löv-bərin (9) yaratdığı müqavimət qüvvəsinin (dirsəkli valı tormozlayıcı qüvvənin) ölçülməsinə əsaslanmışdır. Lövbərin fırlanan diski (9) diyircəkli yastıqlar üzərində (4) mühərrik yerləşən tormoz örtüyünün (8) gövdəsinin içərisində yerləşərək, onun valı (5) iki oynaqlı gödək kardan ötürməsi, yaxud elastik elementli müfta vasitəsilə sınaq edilən mühərrikin dirsəkli valı ilə əlaqələnilir. Gövdə içərisində suyun səviyyəsi boru (2 və 3) və kran (1) vasitəsilə daxil olan və çıxan (6) suyun miqdarı ilə tənzimlənir.

Tormoz momenti, yaxud mühərrikin yaratdığı burucu moment aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$M = P \cdot L,$$

burada P – tormoz örtüyünü müvazinətləşdirmək üçün tətbiq edilən yükün ağırlığı, kq(H) ;

L – yükün ağırlıq mərkəzi ilə tormoz valının (lövbərin) oxu arasındakı məsafə, m.

Adətən tormozlaşdırıcı qüvvə rəqqaslı tərəzi ilə təyin edilir.

Sınaq zamanı mühərrikin effektiv gücü aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$N_e = \frac{P \cdot L \cdot n}{716,2} a \cdot q,$$

burada n – dirsəkli valın fırlanma tezliyi, dəq^{-1} ;

$L = 716,2\text{mm}$ tərəzi mexanizminin çiyinliyinin uzunluğudur.

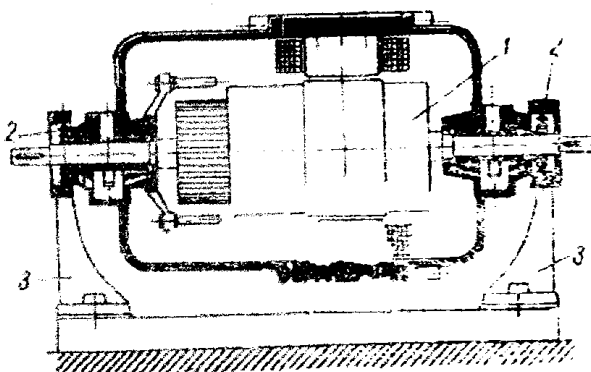
Onda effektiv gücü kVt -la ifadə etmək üçün:

$$N_e = \frac{P \cdot n}{1360} kVt.$$

Tormoz valının və ya dirsəkli valın fırlanma tezliyini ölçmək üçün induksiya tipli məsafədən idarə ediləndistansion taxometrlərdən (TƏ-205, TƏ-45 və s.) və ya sayğaclardan istifadə olunur.

İstismar nöqtəyi nəzərindən elektrik tormozları daha əlverişlidir. Bu stenddə nəinki mühərrikin effektiv gücünü təyin etmək, həmçinin onun istənilən fırlanma tezliyində məcburi fırladılmasını da təmin etmək olur.

Balansir tipli elektrik tormozunun (şəkil 2) lövbəri (1) sınaq edilən mühərrikin dirsəkli valına bağlanır, gövdəsi isə diyircəkli yastıqlarla (2) dayaq (3) üzərində yerləşdirilir. Bu zaman stator lövbərin fırlanma oxu ətrafında dönmə imkanı əldə edir. Statorla lövbərin maqnit sahələrinin qarşılıqlı təsiri nəticəsində statorla lövbərin dirsəkli valındakı burucu momentə bərabər olan müqavimət momenti yaranır ki, bu müqavimət momenti də tərəzi mexanizmi vasitəsilə asanlıqla ölçülə bilər.



Şəkil 2. Balansir tipli elektrik tormozu.

Sabit cərəyan tormozlarında mühərrikin yükünü ya oyadıcı sarğıdakı maqnit sahəsini, ya da lövbər dövrəsində müqaviməti dəyişməklə tənzimləmək olar.

Məlum Leonard sxemi üzrə dövrəyə qoşulan MPB tipli sabit cərəyan tormozu avtotraktor mühərrikinin sınağı üçün qoyulan bütün tələbləri ödəyir. Lakin bu tor-

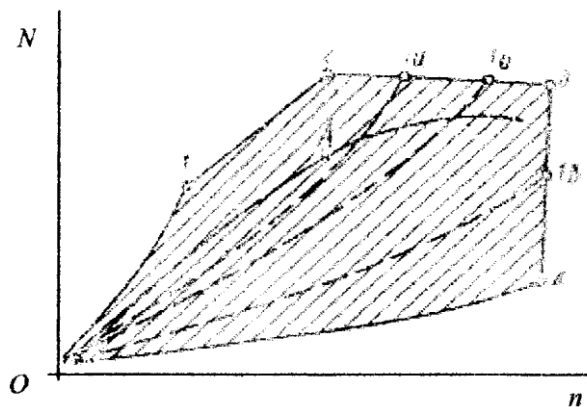
mozların tətbiq sahəsi lövbərin buraxıla bilən fırlanma tezliyinin nisbətən az olması ilə məhdudlaşır.

Böyük güc ($N_e > 150 \text{ kVt}$) və sürət ($n > 5000 \text{ dər}^{-1}$) rejimlərində mühərriklərin sınağı üçün qısa qapanmış lövbəri olan dəyişən cərəyan balansir maşınlarından istifadə olunur. Belə tormozlarda lövbərin fırlanma tezliyini nizamlamaq üçün cərəyanın tezliyini dəyişdirmək lazım gəlir ki, bu məqsədlə də mürəkkəb və baha olan xüsusi aparatın tətbiq edilməsi lazım gəlir.

Mühərriklərin xarakteristikalarını çıxarmaq üçün faza rotorlu dəyişən cərəyan maşınlarının tətbiqi məqsədəuyğun deyildir. Çünki bu tormozlar yük və sürət rejimini geniş hədudda dəyişməyə və stabil dayanıqlı iş rejimini saxlamağa imkan verir. ST tipli elektrik tormozları ancaq mühərriklərin işləyib-açılma və təhvil-təslim (yoxlama) sınaqları zamanı tətbiq edilir.

Tormozlama gücü və sürət hədlərini, tormozlama rejiminin dayanıqlıq dərəcə-sini və s. təyin etmək məqsədilə tormozların xarakteristikalarından istifadə edilir.

Tormozlama gücü ilə rotorun (lövbərin) fırlanma tezliyi arasındakı asılılığı göstərən qrafikə tormozun xarakteristikası deyilir. (şəkil 3)



Şəkil 3. Hidravlik və elektrik tormozlarının xarakteristikaları.

Xarakteristikada 0-1-2-3-4-0 sahəsi tormozun müxtəlif yük və sürət rejiminə müvafiq olan işçi-işləyə bilmək imkanlarını göstərir. 0-1 əyrisi tormozun tam yük-

lənməsində, 0 -1a; 0 – 1b; və 0 -1v əyrisi isə qismən yüklənmə rejimlərində tormoz gücünün dəyişmə qanununu ifadə edir.

Hidravlik tormozun xarakteristikası

$$N = A \cdot n^3$$

Elektrik tormozun xarakteristikası isə

$$N = Bn^2$$

tənlilikləri ilə ifadə edilir.

Bu ifadələrdə N – tormozlama gücü, kVt;

n – tormoz valının fırlanma tezliyi, dəq⁻¹;

A,B –sabit əmsallardır.

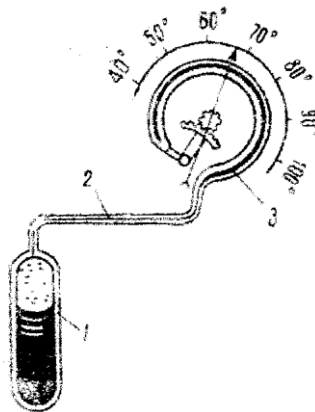
1-2 xətti tormoz valının möhkəmliyinə görə buraxıla bilən tam burucu mo-mentdə, 2-3 xətti hidravliki tormozda suyun, elektrik tormozunda isə naqillərin qızma həddindən, 3-4 xətti mərkəzdən qaçma qüvvəsinin buraxıla bilən qiymətinə təvafüq edən fırlanma tezliyində, 0-4 xətti isə tormozda su olmadıqda və ya oyadıcı sarğıda cərəyan olmadıqda gücün dəyişmə sərhədlərini göstərir.

Sınaq edilən mühərrikin bütün sürət və yük rejimləri seçilən tormozun xarakteristikasının işçi imkanları daxilində olmalıdır. Bəzən mühərrikin xarakteristikasını tormozun xarakteristikasının imkanları daxilinə yerləşdirmək üçün reduktorlardan istifadə edilir.

Yuxarıdakı ifadələrin müqayisəsi göstərir ki, hidravliki tormozun dayanıqlığı elektrik tormozuna nisbətən daha çoxdur.

Sınaq edilən mühərrikdə ölçmə dəqiqliyinə xələl gəlməsin deyə mühərrikin soyutma və yağlama sistemlərinə ciddi nəzarət edilməli –onların normal istilik rejimini təmin etmək lazımdır.

Bu məqsədlə civəli və distansion (məsafədən idarə edilən) termometrlərdən istifadə edilir. Distansion termometr olaraq ölçü hədləri 0...120°S (082 tipli) və 0...125°S (0,16, 0,71, 0,73 tipli) arasında olan manometrik



Şəkil 4. Manometrik termometrin sxemi.

Daha dəqiq və dəyişən iş rejimlərində temperaturu ölçmək üçün müqavimətli elektrik termometrlərindən istifadə olunur. (şəkil 5).

Mühərrikin qidalandırılması üçün tətbiq edilən qurğular, onu sınaq zamanı lazımı qədər yanacaq və hava ilə təmin etməli, bunların sərfini, təzyiq və temperaturunu ölçməyə imkan verməlidir.

Yanacaq sərfi iki üsulla – həcm və çəki üsulu ilə ölçülür.

Həcm üsulu ilə ölçmə zamanı mühərrikin yanacaq sərfi (saatlıq) aşağıdakı kimi hesablanır:

$$G_j = 3,6 \frac{V_j \cdot \gamma_j}{\tau_{st}} \text{ kq/saat},$$

burada V_j – ölçü qabının həcmi, sm^3 ;

γ_j – yanacağın xüsusi kütləsi, q/sm^3 ;

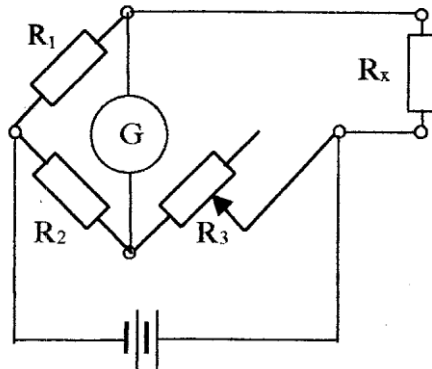
τ_{st} – yanacağın sərfi vaxtıdır, san.

Həcm üsulunda yanacağın xüsusi kütləsindən istifadə edildiyi üçün müxtəlif temperatur şəraitində ölçmə dəqiqliyində çətinliklər qarşıya çıxır.

Çəki üsulu ilə yanacaq sərfinin ölçülməsində tərəziyə qoyulan ölçü qabından istifadə edilir və saatlıq yanacaq sərfi aşağıdakı kimi hesablanır:

$$G_j = 3,6 \frac{G_{st}}{\tau_{st}} \text{ kq/saat}.$$

Mühərrikdə hava sərfinin ölçülməsi dolma və hava artımı əmsallarının (η_v və α) tapılması üçün lazımdır. Ən sadə üsul mühərrikin sorma sistemində yerləşdiril-miş diafraqma və ya “soplo” vasitəsilə hava sərfinin ölçülməsidir.



Şəkil 5. Müqavimətli elektrik termometrinin sxemi.

Hava sərfinin ölçülməsi üçün tətbiq edilən rotansion tipli PC-40, PC-100, PC-600 və s. sərf ölçənləri daha dəqiq nəticələr verir. Bu zaman saatlıq hava sərfi G_h aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$G_h = 3600 \frac{V_h \cdot \gamma_h}{\tau_{sit}} \text{ kq/saat,}$$

burada V_h – havanın ölçülən miqdarı, m^3 ;

γ_h – havanın sıxlığı, kq/m^3 .

Müxtəlif şəraitlərdə havanın sıxlığı aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\gamma_h = 0,465 \frac{B_h}{273 + t_h} \text{ kq/m}^3,$$

burada B_h – ölçmə zamanı havanın barometrik təzyiqi, mm.civə sütunu; t_h – sınaq aparılan otağın temperaturu, $^{\circ}\text{S}$.

Barometrik təzyiqi ölçmək üçün МД-19 və МД-21А tipli barometr-aneroidlərdən istifadə etmək məsləhət görülür.

Hava sərfi ölçüldükdən sonra dolma əmsalı həcmə görə

$$\eta_v = \frac{G_h}{\gamma_h} \cdot \frac{1000}{V_h} \cdot \frac{2}{n \cdot 60} = \frac{G_h}{\gamma_h} \cdot \frac{1000}{n} \cdot \frac{1}{30V_h}, \quad \eta_v^I = \eta_v \frac{\gamma_h}{\gamma_{ho}},$$

Dirsəkli valın fırlanma tezliyi.

Dirsekli valın fırlanma tezliyinin artırılması bir tərəfdən mühərrikin ölçülərini dəyişmədən onun gücünü artırmağa imkan verir (3.46) və ya eyni güclü daha yığcam və yüngül mühərrik hazırlanması üçün şərait yaradır. Digər tərəfdən isə fırlanma tezliyinin artırılması ətalət və sürtünmə qüvvələrinin artmasına səbəb olmaqla, mühərrikin uzunömürlülüynü azaldır. Buna görə də fırlanma tezliyini artırarkən hissələrin kütləsinin (ətalət qüvvəsinin) azal-dılması və yeyilməyə qarşı davamlılığın artırılması üçün lazımi tədbirlər görülmə-lidir. Müasir traktor dizellərində fırlanma tezliyi 1000...3000, avtomobil dizellərin-də 2000...4000, karbürətorlu yük və minik avtomobillərində müvafiq sürətdə 3000...4000 və 4000...6000, idman –yürüş avtomobillərində isə 5000...11000 dəq⁻¹ həddində seçilə bilər.

S/D nisbətinin seçilməsi. Mühərrikin əsas ölçülərini təyin edərkən $S/D=c$ nis-bətini qabaqcadan seçmək lazım gəlir. Bu məqsədlə dünya təcrübəsinə istinad edə-rək S/D nisbətinin statistiki qiymətlərinə əsaslanmaq lazımdır.

Mühərrikin fırlanma tezliyinin n sabit qiymətində S/D nisbətinin artırılması porşenin orta sürətinin C_n nisbətən yüksəlməsinə və deməli sürtünmə işinin və əta-lət qüvvələrinin də artmasına səbəb olacaqdır.

Porşenin orta sürəti aşağıdakı ifadədən təyin edilə bilər:

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30}$$

burada S –mm–lə, n –dəq⁻¹ ifadə edildikdə C_n –m/san ilə təyin edilir.

Müasir traktor və avtomobil mühərriklərində porşenin orta sürəti aşağıdakı həddə dəyişir:

traktorlarda	5...9m/san,
yük avtomobillərində	7...10m/san,
minik avtomobillərində	8...16m/san,
idman-yürüş avtomobillərində	18...20m/san.

Porşenin orta sürətinin həddindən artıq yüksəldilməsi mühərrik hissələrinin, xüsusilə isə porşen –silindr qrupu elementlərinin iş gərginliyinin artmasına və

uzunömürlülüyünün azalmasına səbəb olur. Buna görə də yuxarıdakı hədd qiy-mətlərində də göründüyü kimi mühərrikin iş şəraiti ağır olduqca porşenin orta sü-rəti azaldılır.

S/D nisbəti artdıqca dirsəkli valda burucu rəqslərin intensivləşməsi üçün yara-nır və həm də mühərrikin hündürlüyü artır.

Silindrin işçi həmçini dəyişmədən S/D nisbətinin artırılması diametri azal-masına, yanma kamerasının yığcam alınmasına və mühərrikin detonasiyaya qarşı davamlılığının yüksəlməsinə imkan verir. Bu nisbətin kiçildilməsi isə silindrin dia-metrinin, irəli-geri hərəkət edən hissələri kütlələrinin və deməli, porşenə təsir edən qüvvələrin artmasına səbəb olur. Bu da mühərrik hissələrinin böyüməsinə və mü-hərrikin uzunluğunun artmasına gətirib çıxarır.

Bütün yuxarıda qeyd edilən mülahizələri əsas götürərək müasir traktor və av-tomobil mühərrikləri üçün S/D nisbəti 0,65...1,35 arasında qəbul edilə bilər. Bu nisbət qəbul edildikdən sonra (3.49...3.51) ifadələrindən istifadə edərək mühərrikin əsas ölçüləri D və S təyin edilir.

Mühazirə 13

MÖVZU:

MÜHƏRRİKİN KİNEMATİKASI.

Mühazirənin planı:

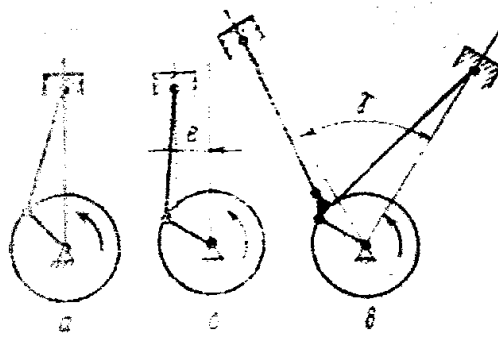
1.ÇARXQOLU-SÜRGÜQOLU MEXANİZMİNİN KİNEMATİKASI.

Çarxqolu-sürgüqolu mexanizminin kinematikası

Mühərrikdə porşenin irəli-geri hərəkəti dirsəkli valın fırlanma hərəkətinə çar-xqolu-sürgüqolu mexanizmi ilə həyata keçirilir Mühərriklərdə iş tsiklinin təşkilin-

dən, onların vəzifəsindən və s. faktorlardan asılı olaraq çarxqolu-sürgüqolu mexanizminin müxtəlif konstruktiv sxemlərindən istifadə edilir (şəkil 1).

Mərkəzi (normal) çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi – bu sxemdə silindrin oxu dirsəkli valın oxu ilə kəsişir və avtotraktor mühərriklərində geniş yayılmış sxemdir (şəkil 1,a).



Şəkil 1. Çarxqolu-sürgüqolu mexanizmlərinin sxemləri: a- mərkəzi; b – qeyri-mərkəzi (dezaksil); v –mürəkkəb.

Qeyri –mərkəzi (dezaksial) çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi – bu sxemdə silindrin oxu dirsəkli valın oxuna nəzərən bir qədər (porşen yolunun 10 faizindən çox olmamaq şərtilə) yana sürüşdürülür.

Məqsəd bəzi avtomobil mühərriklərində porşen və silindrlərin səthinə düşən normal təzyiqi müəyyən qədər azaltmaqdır (şəkil 1,b).

Mühərriklərdə digər daha mürəkkəb olan sxemlərdən də istifadə edilir, lakin mürəkkəb konstruksiyalı belə çarxqolu-sürgüqolu mexanizmləri avtotraktor quruluşunda az inkişaf tapmışdır (şəkil 1, v).

Silindrin diametri D və porşenin yolu S təyin edildikdən sonra, mühərrikin əsas hissələrinin konstruktiv forma və ölçülərini əsaslandırmaq üçün onun işi zamanı meydana çıxan bütün qüvvələrin təsirini öyrənmək lazımdır. Bu qüvvələrin qiyməti qismən çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi hissələrinin ölçülərindən asılıdır. Bu ölçülərdən başlıcası r dirsəkli valın radiusu və l sürgüqolunun uzunluğudur.

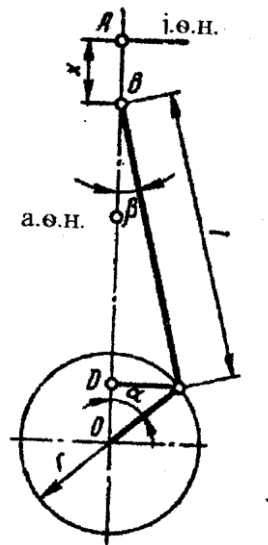
Mərkəzi çarqolu-sürgüqolu mexanizmində $r = \frac{s}{2}$ və sürgüqolunun uzunluğu l , $\frac{r}{l} = \lambda$ nisbətindən təyin edilir.

Avtotraktor mühərrikləri üçün $\lambda = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,5}$ hüdudunda qəbul edilir.

Ətalət qüvvəsini və silindrin divarına təsir edən normal qüvvəni azaltmaq məqsədilə nisbətən uzun sürgüqolu seçilir, lakin l –in çox götürülməsi mühərrikin qabarit ölçülərinin artmasına səbəb olur. Silindrin diametri kiçik olan mühərriklərdə sürgüqolunun silindrin aşağı tərəfinə toxunma təhlükəsi olduğu üçün λ aşağı hüduda yaxın seçilməlidir.

Bütün yuxarıda qeyd edilənləri nəzərə alsaq və bir sıra başqa məsələləri həll etmək üçün porşenin yol, sürət və təcilinin dirsəkli valın dönmə dərəcəsiindən asılı olaraq dəyişməsinə –kinematikasını öyrənmək lazımdır.

Porşenin yerdəyişməsi –yolu (şəkil 2).



Şəkil 2. Mərkəzi çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi.

$$x = AO - BO = AO - (BD + OD) = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha).$$

Bu düsturdan istifadəni asanlaşdırmaq məqsədilə β –ni α ilə əvəz edək:

$$\frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{r}{l} = \lambda$$

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

Bərabərliyi sağ tərəfini Nyuton binomuna görə hissələrinə ayırsaq.

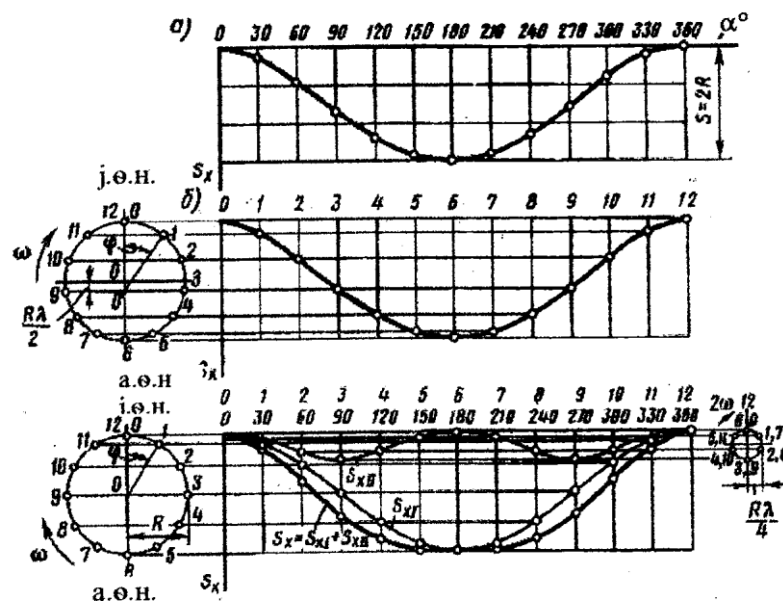
$$\cos \beta \approx 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} - \frac{\lambda^4 \sin^4 \alpha}{1 \cdot 2 \cdot 4} \dots$$

Avtotraktor mühərrikləri üçün binomun üçüncü həddi və ondan sonrakı hədlər çox kiçik olduğundan, praktiki məsələlərin həllində onlar nəzərə alınmır.

$\cos \beta$ – nın təqribi qiymətini (1) tənliyində yerinə yazsaq,

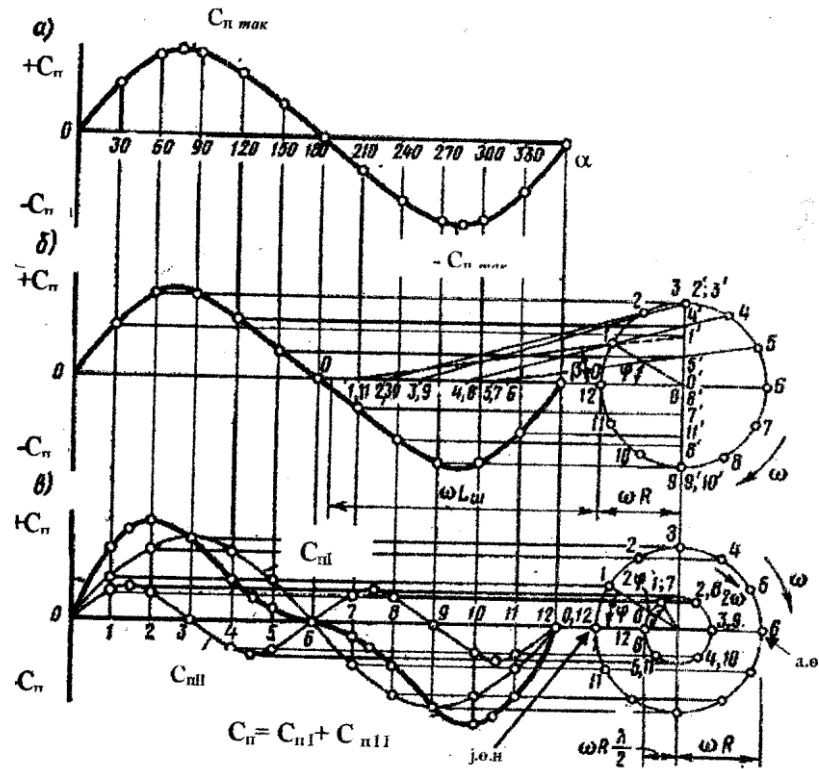
$$x = l + r - \left(l - \frac{l\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha + r \cos \alpha \right) = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right).$$

Yol düsturundan (4) göründüyü kimi onu iki sərbəst yolun cəmi kimi də ifadə etmək olar: $S_{Ix} = R(1 - \cos \alpha)$ – porşenin I tərtib yolu, $S_{IIx} = \frac{\lambda R}{2} \sin^2 \alpha$ – porşenin II tərtib yolu.



Şəkil 3. Porşenin yol qrafiklərinin qurulması: a – analitik üsulla; b – F.A. Briks üsulu ilə; v – I və II tərtib yolları toplamaqla.

$\frac{\lambda R}{2}$ – ifadəsi F.Briks düzəlişi adlanır və onun fiziki mənası porşenin I hissədə ($\alpha = 0 \dots 90^\circ$) tam yarıdan çoxunu, II hissədə isə ($\alpha = 90 \dots 180^\circ$) əksinə, yarıdan azını qət etdiyini göstərir.



Şəkil 4. Porşenin sürət qrafiklərinin qurulması: a – analitik üsul; b – qrafiki üsul; v – I və II tərtib sürətləri toplamaqla

F.Briks düzəlişindən istifadə edərək porşenin yerdəyişməsini qrafiki olaraq da qurmaq mümkündür.

Bəzi ədəbiyyatlarda porşenin yolu aşağıdakı kimi də ifadə olunur.

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

Porşenin sürəti (4) ifadəsindən təyin edilir:

$$C_n = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \left(\frac{2\lambda}{2} \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) \frac{d\alpha}{dt};$$

$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$ bucaq sürəti olduğunu nəzərə alsaq,

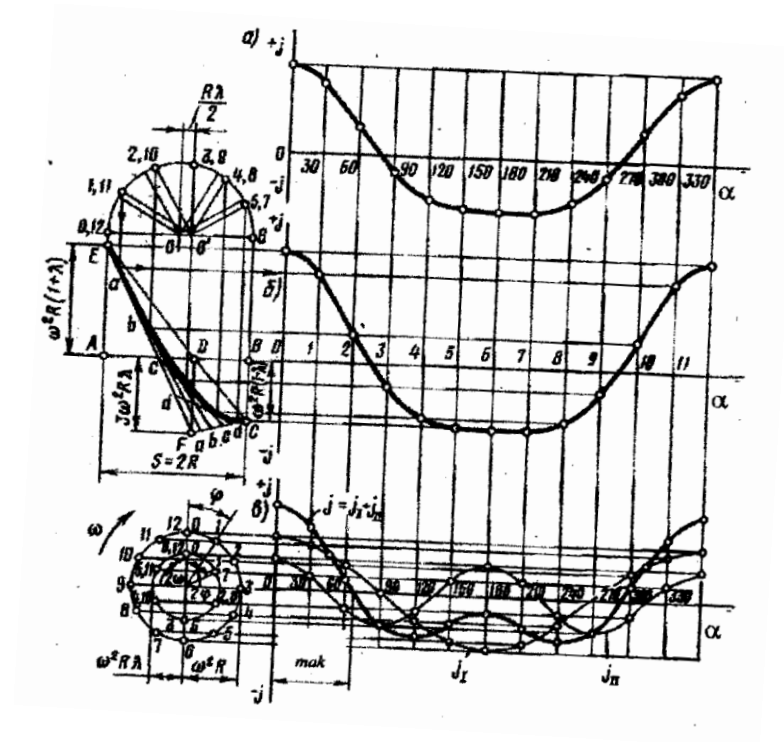
$$C_n = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right).$$

$\alpha = 0$ və $\alpha = 180^\circ$ qiymətində $C_n = 0$ olur, 90 və 270° qiymətlərində isə müvafiq sürətdə ωr və $-\omega r$ olacaqdır.

Porşenin təcili aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$j = \frac{dC_n}{dt} = \frac{dC_n}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 r (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Dirsəkli valın müxtəlif dönmə dərəcələrində çıxarılmış (5), (6) və (7) ifadələri ilə hesabat aparılır və onların qrafiki qurulur. Qrafiklər həm analitik və həm də qrafiki üsulla qurula bilər. (şəkil 2, 3 və 4).



Şəkil 4. Porşenin təcil qrafiklərinin qurulması: a –analitik üsul; b-qrafiki üsul; v –I və II tərtib təcillərin toplanması.

Mühazirə 14

MÖVZU:

MÜHƏRRİKİN DİNAMİKASI.

Mühazirənin planı:

1. MÜHƏRRİKİN DİNAMİKİ HESABATININ ƏSASLARI.

2. ÇARXQOLU- SÜRGÜQOLU MEXANİZMİNDƏ YARANAN ƏTALƏT QÜVVƏLƏRİ.

3. MÜHƏRRİKLƏRDƏ QEYRİ- MÜNTƏZƏMLİK.

Mühərrikin dinamikı hesabatının əsasları

Mühərrikin işi zamanı çarxqolu-sürgüqolu mexanizminə silindrdə qazların təzyiq qüvvəsi, irəli-geri hərəkət edən hissələrin ətalət qüvvələri, qovşaq hissələri arasında sürtünmə qüvvəsi və ağırlıq qüvvəsi təsir göstərir.

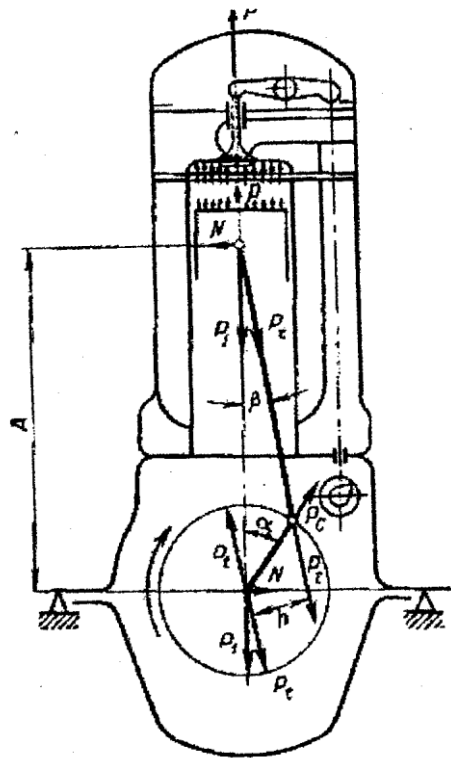
Sürtünmə qüvvəsini təyin etmək olduqca çətinidir və bu itkilər mexaniki f.i.ə. tərəfindən nəzərə alındığı üçün mühərrikin dinamikı hesabatında nəzərə alınmır.

Ağırlıq qüvvəsi də yüksək fırlanma tezliyinə malik olan ($n > 200 \text{d} \cdot \text{s}^{-1}$) mühərriklərdə nəzərə alınmır. Beləliklə, mühərrikin dinamikı hesabatında əsasən qazların təzyiq qüvvəsi və ətalət qüvvələrinin hesabatı aparılır.

Qazların təzyiq qüvvəsi mühərrikdə iş tsiklinin axımından asılı olub, çox mürəkkəb qanunauyğunluqla dəyişir və dəqiq riyazi üsulla onun təyin olunması çətin-dir. Buna görə də qazların təzyiq qüvvəsi təcrübi və ya nəzəri üsulla qurulmuş indi-kator diaqramından müəyyən olunur.

Ətalət qüvvələri dəyişən sürət və təcillə hərəkət edən hissələrin kütləsindən asılıdır. Müasir minik avtomobillərinin karbürətorlu mühərriklərində porşenin orta sürəti $C_n = 16 \text{m/san}$, təcili isə $j = 22000 \text{m/san}^2$ – a çatır. Yarış avtomobillərində isə ($n = 9000 \dots 12000 \text{d} \cdot \text{s}^{-1}$) müvafiq sürətdə $C_n = 28 \text{m/san}$ və $j = 43000 \text{m/san}^2$ qədər çatır. Ətalət qüvvələri irəli-geri hərəkət edən hissələrin (kütlələrin) ətalət qüvvəsindən P_j və fırlanan kütlələrin ətalət qüvvələrindən – mərkəzdən qaçma qüvvələrindən P_c ibarətdir.

Qazların təzyiq qüvvəsi aşağıdakı ifadədən təyin oluna bilər (şəkil 1).



Şəkil 1. Mühərrikin işi zamanı mərkəzi çarxqolu –sürgüqolu mexanizminə təsir edən qüvvələr

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p,$$

burada p – işçi təzyiqdir.

$$p = P_x - P_0,$$

burada P_x – cari təzyiq olub, indikator diaqramından götürülür.

P_0 – atmosfer təzyiqi olub, porşənə karter tərəfdən təsir etdiyi üçün mənfi işarəsi ilə qəbul edilir.

Silindrin oxu boyunca porşen barmağına həmçinin irəli-geri hərəkət edən kütlələrin ətalət qüvvələri də təsir göstərir. Onda silindrin oxu boyunca təsir edən qüvvələrin cəbri cəmi:

$$P_1 = P + P_j.$$

P_1 qüvvəsinin sürgüqolu boyunca P_t və silindrin oxuna perpendikulyar N istiqamətində iki toplanana ayırısaq,

$$P_t = \frac{P_1}{\cos \beta};$$

$$N = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

P_t qüvvəsinin öz istiqamətində dirsəkli valın sürgüqolu boynuna köçürsək və dirsəkli valın mərkəzinə bir-birinə bərabər və əks istiqamətdə yönəlmiş P_t qüvvəsinə paralel qüvvələr tətbiq etsək,

$$M_k = P_t \cdot h$$

Momenti və P_t sərbəst qüvvəsini alırıq. Burada M_k – mühərrikin burucu momenti adlanır və h şəkil 1-dan təyin edilir:

$$M_k = P_t \cdot h = \frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Azad P_t qüvvəsini isə silindrin oxu və oxa perpendikulyar istiqamətdə iki toplanana ayırsaq, onlardan biri N normal qüvvəni

$$P_t \cdot \sin \beta = P_1 \frac{\sin \beta}{\cos \beta} = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = N;$$

digəri isə silindrin oxu boyunca təsir edən P_1 qüvvəsini verəcəkdir.

$$P_t \cdot \cos \beta = \frac{P_1 \cdot \cos \beta}{\cos \beta} = P_1.$$

A qoluna malik olan N cüt qüvvələri əks burucu moment --- yaradır, buna aşırıcı moment də deyilir. M_k – müsbət qəbul edildiyi üçün aşırıcı moment mənfi işarəsi ilə yazılır:

$$m = -NA$$

$$\begin{aligned} m &= -NA = -P_1 \operatorname{tg} \beta (1 \cdot \cos \beta + r \cos \alpha) = -P_1 \frac{\sin \beta}{\cos \beta} r \left(\frac{l}{r} \cos \beta + \cos \alpha \right) = \\ &= -\frac{P_1 r}{\cos \beta} \left(\frac{\sin \beta \sin \alpha \cos \beta}{\sin \beta} + \cos \alpha \sin \beta \right) = -\frac{P_1 r \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = -M_k \end{aligned}$$

Yuxarıdakı ifadələrdən göründüyü kimi, aşırıcı moment qiymətcə dirsəkli valda yaranan burucu momentə bərabər olub, mühərrikin işi zamanı traktor və avtomobilin çərçivəsinə verilir.

Çarxqolu-sürgüqolu mexanizmində yaranan

ətalət qüvvələri

İrəli-geri hərəkət edən kütlələrin ətalət qüvvəsi dirsəkli valın dönmə dərə-cəsindən asılı olaraq aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$P_j = -mj = -mr\omega^2(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

burada m – irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütləsi olub, təqribi olaraq iki kütlənin cəmi kimi təyin edilir:

$$m = m_n + m_l,$$

burada m_n – porşen komplektinin (üzüklər və barmaqla birlikdə) kütləsi;

m_l – sürgüqolunun porşen başlığında cəmləşən və onunla birlikdə irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütləsidir. m_l təqribi olaraq aşağıdakı kimi təyin edilir (şəkil 2,a).

$$m_l = 0,275m_u,$$

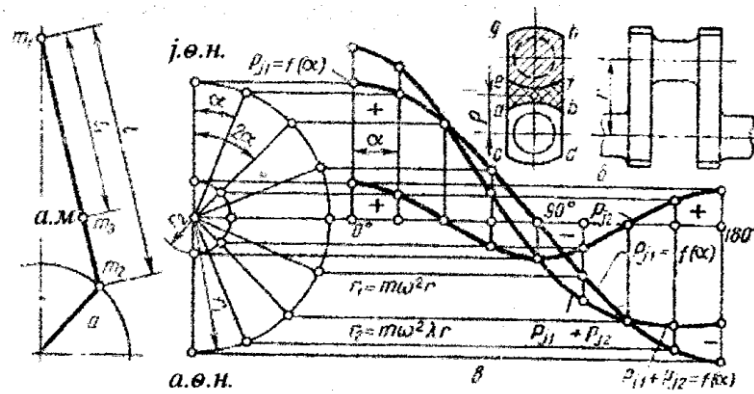
burada m_u – sürgüqolunun kütləsidir.

Ətalət qüvvələrinin ifadəsini aşağıdakı kimi də yazmaq olar:

$$P_j = P_{j1} + P_{j2}$$

$$P_{j1} = -mr\omega^2 \cos\alpha \quad P_{j2} = -mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha ;$$

İfadədən göründüyü kimi P_{j1} – in dəyişmə periodu dirsəkli valın bir tam döv-ründə təvafüq edir və buna görə də P_{j1} – birinci sıra (tərtib) ətalət qüvvəsi adlanır. P_{j2} – üçün dəyişmə periodu isə dirsəkli valın yarım dövrünə ($\cos 2\alpha$) təvafüq edir və ikinci tərtib ətalət qüvvəsi adlanır (şəkil 2, v)



Şəkil 2. Sürgüqolunun kütləsinin paylanması (a), dirsəyin qərarlaşmamış hissəsi (b) və ətalət qüvvələrinin qurulması.

Ətalət qüvvələri əgər dirsəkli valın oxuna tərəf yönəlmişsə, onun işarəsi «+», əksinə isə «-» qəbul edilir.

İkinci tərtib ətalət qüvvəsinin qiyməti birinci tərtib ətalət qüvvəsinə nisbətən 3,5...4,5 dəfə kiçik olur, çünki həmin ifadəyə $\lambda = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,5}$ kəmiyyəti daxildir.

Fırlanan kütlələrin ətalət qüvvəsi mərkəzdənqaçma qüvvəsinə bərabər olub, aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$P_C = m_r \omega^2 \cdot r,$$

burada m_r – müvazinətləşməyən fırlanan hissələrin kütləsi olub, yenə təqribi olaraq iki kütlənin cəmi kimi qəbul edilir:

$$m_r = m_k + m_2,$$

burada m_k – müvazinətləşməyən və r radiusu qədər köçürülmüş dirsəkli valın bir boyunun kütləsidir. m_k – kütləsi ya bir boyunun en kəsik sahəsinin miqyasla çəkilmiş proyeksiyasından hesablanır (şəkil 2, b), ya da əkstip mühərriklərdən qəbul edilir.

m_2 – dirsəkli valın sürgüqolu boynuna cəmləşmiş və onunla birlikdə fırlanma hərəkəti edən hissələrin kütləsi olub, təqribi olaraq aşağıdakı kimi qəbul edilir (şəkil 2, a):

$$m_2 = 0,725m_{uu}$$

Beləliklə, sürgüqolunun kütləsi hesablama işlərini asanlaşdırmaq məqsədilə üç yerə yox, iki yerə bölünmüş hesab edilir. Sürgüqolunun ağırlıq mərkəzində cəmləşən və mürəkkəb (yastı-paralel) hərəkət növü yerinə yetirən kütlə şərti olaraq sürgüqolunun yuxarı və aşağı başlıqları arasında paylanır.

Çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi hissələrinin kütləsi silindrin diametrindən asılı olaraq cədvəl 1-dən qəbul edilə bilər.

Çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi hissələrinin kütlə
göstəricilərinin qiymətləri

Cədvəl 1.

Çarxqolu-sürgüqolu mexanizminin elementləri	Konstruktiv kütləsi $m' = m / F_n, kq / m^2$	
	Karbüratorlu	Dizel
	D=60...100mm	D=80...120mm
1	2	3
Porşen komplekti $m'_n = m_n / F_n$; porşen alüminium ərintisindən	80...150	150...300
Porşen çuğundan	150...250	250...400
Sürgüqolu $m'_{uu} = m_{uu} / F_n$	100...200	250...400
Valın müvazinətləşməyən hissəsi əksyüksüz $m'_k = m_k / F_n$; poladdan basma üsulu ilə hazırlanmış val	150...200	200...400
Çuqundan tökmə üsulu ilə hazırlanmış val	100...200	150...300

P_c – qüvvəsi dirsəkli valın radiusu boyunca istiqamətlənib, üfüqi və şaquli istiqamətdə iki toplanana ayrıla bilər:

$$P_{cv} = m_r \omega^2 \cdot r \cos \alpha;$$

$$P_{ch} = m_r \omega^2 \cdot r \sin \alpha;$$

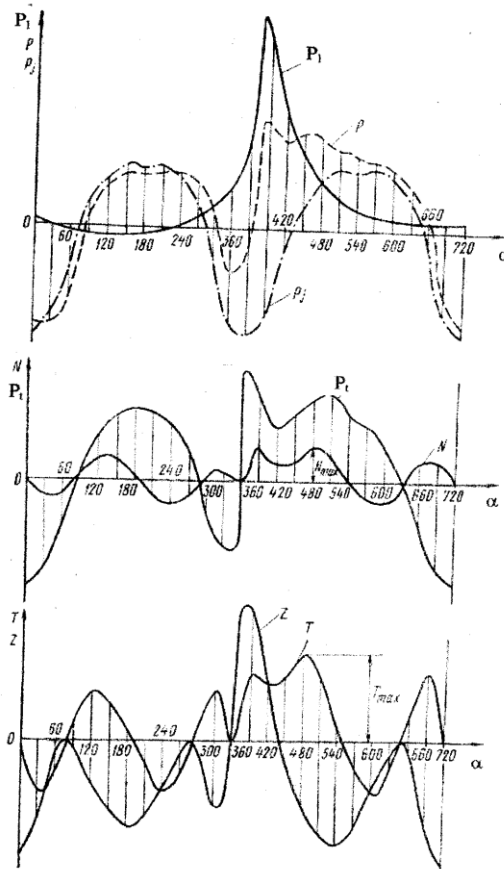
Ətalət qüvvələrinin diaqramı da ya analitik, ya da qrafiki üsulla qurula bilər (şəkil 2).

Dinamiki hesabat nəticəsində çarxqolu-sürgüqolu mexanizminə təsir edən qüvvələrin (P , P_j , P_1 , P_t və N) mühərrikin bir iş tsikli üçün (4 taktlı mühərriklərdə $\alpha = 720^\circ$, 2 taktlıda $\alpha = 360^\circ$) açılış diaqramları qurulur (şəkil 3). Bu diaqram-

lardan istifadə edərək mühərrik hissələrinin yoxlayıcı –möhkəmlik hesabı aparılır, bir silindr üçün və bütün silindrlər üçün əvəzləyici tangensial qüvvələr T (diaqramı sürüşdürmə yolu ilə) və burucu moment təyin edilir (şəkil 4), dirsəkli valın qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi təhlil edilir, dirsəkli valın ana və sürgüqolu boyunlarını yük-ləyən qüvvələrin polyar diaqramı qurulur və digər hesablar aparılır.

Dirsəkli valın yastıqlarının həddindən artıq yüklənməsinin qarşısını almaq məqsədilə çoxsilindrli mühərriklərdə sürgüqolu boyunları müəyyən bucaq altında yerləşdirilir və ayrı –ayrı silindrlər dirsəkli valın eyni dönmə bucaqlarından bir işləyirlər.

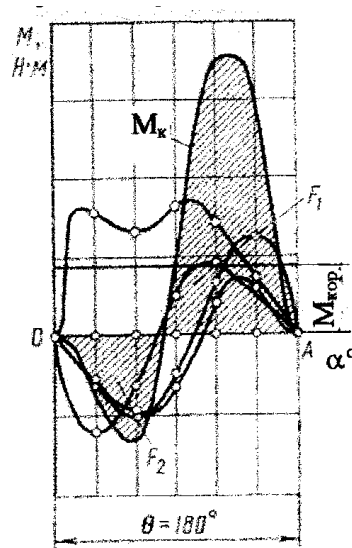
Dirsəkli valın bütün vəziyyətlərində sürgüqolu və ana boyunlarının, onların içliklərinin yüklənmə bölgəsi və dərəcəsini, təsir edən qüvvələrin istiqamətini təyin etmək məqsədilə boyunlara düşən təzyiqlərin vektor və açılmış diaqramlarından istifadə edilir. Açılmış diaqramlarına görə boyunlara və yastıqlara düşən maksimal və orta xüsusi təzyiqin qiymətləri tapılır.



Şəkil 3. Çarxqolu-sürgüqolu mexanizminə təsir edən qüvvələrin

açılış diaqramları.

Vektor diaqramları dirsəkli valın boyunlarında yerləşən yağdeşiklərinin ən əlverişli yerini təyin etmək üçün və porşenlərin soyudulmasını təmin etmək məqsədilə istifadə edilir. Vektor diaqramlarına görə ən böyük və ən kiçik sürtünmə sahələri müəyyənləşdirilir və həmçinin, yastıqların hidrodinamiki hesabatları aparılır.



Şəkil 4. 4 taktlı, 4 silindrlı mühərrikin burucu momentinin təyini.

Vektor diaqramları polyar koordinat sistemində 4 taktlı mühərriklər üçün dir-səkli valın 720° , 2 taktlı mühərriklər üçün isə 360° dönümü üçün qurulur. Polyar koordinat sistemində qurulmuş vektor diaqramına görə boyunların yeyilmə diaqramları qurulur. Yeyilmə diaqramı boyunların yeyilmə xarakteri haqqında tam təsəvvür yaratmağa imkan verir.

Mühərriklərin tarazlaşdırılması.

Dinamikaya aid bütün nəzəri məsələlərin təhlilində dirsəkli valın mütləq sərt olması və onun bucaq sürətinin sabit olması şərtləri qəbul edilmişdir. Həqiqətdə isə burucu momentin mütəmadi dəyişməsi nəticəsində və çarxqolu-sürgüqolu mexanizminin kinematik xüsusiyyətləri ilə əlaqədar olaraq, dirsəkli valın bucaq sürəti

mühərrikin həтта ən dayanıqlı –qərarlaşmış qəbul etdiyimiz iş rejimində belə vaxtaşırı dəyişir.

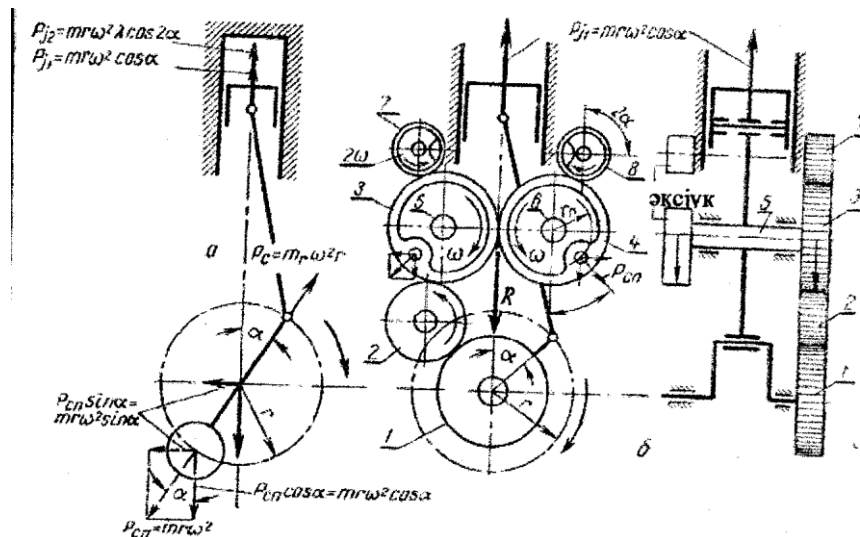
Burucu momentin qeyri-müntəzəmliyi dirsəkli valda burulma yırgalanmasının əmələ gəlməsinə səbəb olur ki, bu da dirsəkli valın qeyri-müntəzəm fırlanmasını artırır. Mühərrikin əvəzləyici momentinin müntəzəmlik dərəcəsi burucu

$$P_C = m_r \omega^2 r ;$$

$$/// = -M_k$$

Mühərrik o zaman müvazinətləşmiş olur ki, çərçivəyə ötürülən qüvvələr qiy-mət və istiqamətcə sabit olsunlar. Mühərriklərin müvazinətliyi silindrlərin sayın-dan və yerləşmə vəziyyətindən, dirsəkli valın konfigurasiyasından asılıdır.

Birsilindrli mühərriklərdə bütün qüvvələrin təsir istiqaməti eyni müstəvi üzərində yerləşir və dirsəkli valın oxu ilə eyni 0 nöqtəsində kəsişirlər, ona görə də bu mühərriklərdə müvazinətləşməyən moment yoxdur: (şəkil 5)



Şəkil 5. Birsilindrli mühərriklərin müvazinətləşməsi:

a -əksyüklə birlikdə mərkəzi çarxqolu-sürgüqolu mexanizminin sxemi; b – P_{j1} və P_{j2} qüvvələrini müvazinətləşdirən mexanizmin sxemi.

$$\sum M_{jI} = 0; \sum M_{jII} = 0 \text{ və } \sum M_c = 0$$

P_{jI} qüvvəsinin kosinus qunun ilə dəyişdiyini nəzərə alsaq, onu müvazinətləşdirmək üçün silindrin oxu boyunca elə qüvvə tətbiq etmək lazımdır ki, o da kosinus qanunu üzrə dəyişməklə istiqamətcə P_{jI} -in əksinə yönəlmiş olsun. Bu məqsədlə çarxqolunun radiusu boyunca m kütləsinə bərabər olan əksyük yerləşdirsək, onun yaratdığı mərkəzdən qaçma qüvvəsinin ($P_c = m_r \omega^2 r$) silindrin oxu istiqamətində toplananı $P_{cn} = P_{jI} = m r \omega^2 \cos \alpha$ qüvvəsini müvazinətləşdirə bilər. Lakin Pbu zaman silindrin oxuna perpendikulyar müstəvidə əlavə qüvvə yaranır. Başqa sözlə, çərçivəyə ötürülən qüvvə bir müstəvidən başqa müstəviyə keçirilir. Bu üsuldən istifadə edərək qüvvəni mühərrikin daha dayanıqlı olduğu müstəviyə keçirmək mümkündür və P_{jI} -in deməli tam müvazinətləşməsi mümkün deyil.

Birsilindrli mühərriklərdə P_{jI} -in tam müvazinətləşməsi üçün xüsusi quruluşa malik olan tarazlaşdırıcı qurğudan istifadə edilir (şəkil 5, b). Bu zaman bir-birinin əksinə fırlanan iki val 5 və 6 üzərində əksyük yerləşdirilir. Həmin əksyüklərin yaratdığı mərkəzdənqaçma qüvvəsinin üfüqi toplananları bir –biri ilə daim müvazinətləşirlər, şaquli toplananların cəmi isə $R = P_{jI}$ ilə müvazinətləşir.

P_{j2} -ni əksyüklə müvazinətləşdirmək qeyri-mümkündür. P_{j2} -nin müvazinətləşdirilməsi mühərrikin konstruksiyasını çox mürəkkəbləşdirir. Buna görə də P_{j2} müvazinətləşmir və sərbəst qalır.

Fırlanan hissələrin yaratdığı mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri müvafiq əks-yüklər qoymaqla asanlıqla müvazinətləşdirilir:

$$P_c = m_r \omega^2 r ;$$

$$m_r \omega^2 r = m_{rx} \omega^2 r_x ;$$

şərtindən əksyükün kütləsi m_{rx} müəyyən olunur.

Avtotraktor mühərriklərində aşırıcı moment – müvazinətləşmir və maşının çərçivəsinə verilir.

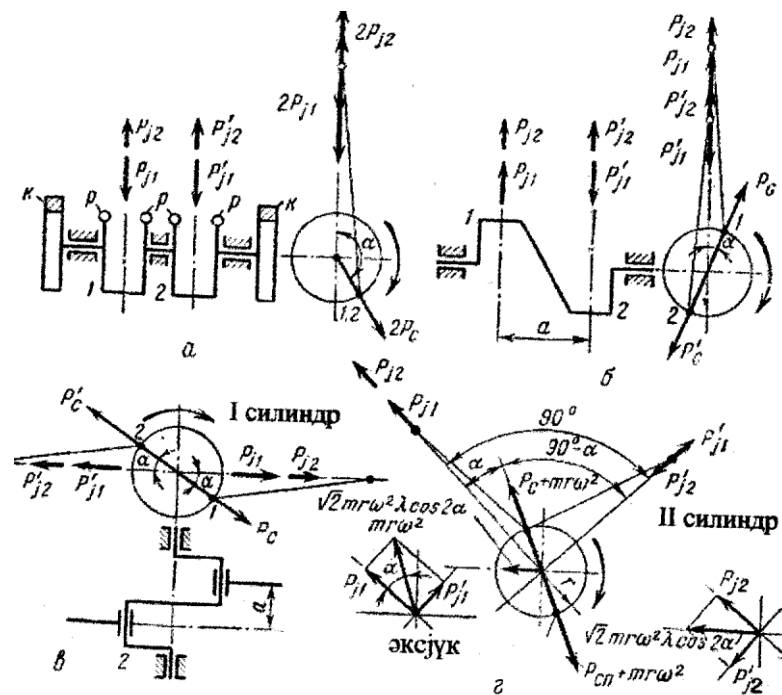
İkisilindrli bircərgəli mühərriklərdə dirsəkli valın boyunları birtərəfli yerləşdirildikdə (təzyiq 360°-dən bir təkrar olunur)

$$\sum P_{j1} = P_{j1} + P'_{j1} = 2mr\omega^2 \cos\alpha$$

$$\sum P_{j2} = P_{j2} + P'_{j2} = 2mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$$

$$\sum P_c = P_c + P'_c = 2m_r\omega^2 r$$

İkisilindrlı mühərriklərdə dirsəkli valın boyunlarının bir-birinə nəzərən yerləşmə vəziyyətindən asılı olaraq onların müvazinətlik şərtləri də dəyişir (şəkil 6).



Şəkil 6. Dirsəkli valın müxtəlif konfigurasiyasında və silindrlərin müxtəlif yerləşmə vəziyyətində ikisilindrlı mühərriklərin müvazinətləşmə sxemləri.

Dirsəkli valın boyunları birtərəfli yerləşdirilən mühərriklərdə müvazinətləşməyən moment yoxdur:

$$\sum M_{j1} = 0; \sum M_{j2} = 0 \text{ və } \sum M_c = 0.$$

Dirsəkli valın boyunları 180° bucaq altında yerləşdikdə silindrlərin oxu istiqamətində müvazinətləşməyən moment yaranır:

$$\sum M_{j1} = P_{j1}L_c,$$

burada L_c – silindrlər arasındakı məsafədir.

Dörsilindrlı bircərgəli mühərriklərdə dirsəkli valın dirsəkləri bir qayda olaraq bir-birinə 180° bucaq altında yerləşir. Belə mühərriklərdə P_{j1} -lər bir-biri ilə müvazinətləşir:

$$\sum P_{j1} = 0 \text{ və } \sum P_c = 0.$$

Bütün silindrlərdə P_{j2} –bir-birinə bərabər olmaqla eyni istiqamətə yönəlmişdir:

$$\sum P_{j2} = -4mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

İkisilindrlı “V” şəkilli mühərriklərdə silindrlər arasındakı bucağın $\gamma = 90^\circ$ olduğunu nəzərə alsaq, P_{j1} – birinci silindrlər üçün

$$\sum P'_{j1} = -mr\omega^2 \cos \alpha$$

İkinci silindr üçün isə

$$\sum P''_{j1} = -mr\omega^2 \cos(\alpha - \gamma) = -mr\omega^2 \sin \alpha$$

P'_{j1} və P''_{j1} bir-birinə perpendikulyar olduğu üçün

$$R_{j1} = \sqrt{(P'_{j1})^2 + (P''_{j1})^2} = -mr\omega^2.$$

Deməli, R_{j1} əksyük vasitəsilə sadə üsulla müvazinətləşdirilə bilər. Bu mühərriklərdə də P_{j2} müvazinətləşmir və maşının çərçivəsinə ötürülür. Mərkəzdənqaçma qüvvəsi $P_c = m_r \omega^2 r$ isə yanacaqlarda yerləşdirilən əksyüklərlə müvazinətləşdirilir. Çoxsilindrlı mühərriklərin müvazinətləşməsi 2 və 4 silindrlı mühərriklərin xüsusi halı kimi baxılır.

düsturları ilə təyin edilir.

Burada normal şərait üçün $\gamma_{ho} = 1,226 \text{ kq/m}^3$,

$B_o = 760 \text{ mm.civə}$ sütunu və $t_0 = 15^\circ \text{ S}$ qəbul edilir.

Hava artımı əmsalı ilə aşağıdakı kimi hesablanır:

$$a = \frac{G_h}{L_o^I \cdot G_j},$$

burada $L_o^I - 1 \text{ kq}$ yanacağın tam yandırılması üçün lazım olan havanın nəzəri miqdarı ($L_o^I \approx 15 \text{ kq}$).

İşlənmiş qazları və karter qazlarını xaric edən qurğu bu qazların təzyiq və temperaturlarını, laborator –tədqiqat sınaqları zamanı isə karter qazlarının sərfini, işlənmiş qazların tüstülük dərəcisini ölçməyə imkan verməlidir. Mühərrikin sınağı zamanı yaxşı olar ki, idarə orqanları və lövhəsi (pultu) ayrıca yerləşdirilsin. Yaxın məsafədə mexaniki, uzaq məsafələrdə isə hidravliki və ya elektrik idarə orqanları daha məqsədəuyğundur. İdarə lövhəsinə idarə orqanlarının dəstəkləri və ölçü cihazları bərkidilir.

Mühərriklərin tədqiqatı zamanı silindrdə yanma prosesinin gedişini, təzyiqin dəyişmə xarakterini, görülən işi və s. parametrləri (dəyişmə xarakterini) ya zamanda, ya da dirsəkli valın dönmə dərəcəsindən asılı olaraq öyrənməyə, onların dəyişmə diaqramını çıxarmağa imkan verən qurğuya təzyiq indikatoru, diaqramın özünə isə indikator diaqramı deyilir.

Müasir traktor və avtomobil mühərriklərinin indikator diaqramı pnevmoelek-trik və elektron indikatorları vasitəsi ilə çıxarılır.

Avtomobil nəzəriyyəsi - avtomobilin istismar xüsusiyyətləri haqqında məlumat verən bir elmdir. Bu elm yeni növ avtomobil modellərinin proyektlanması , müxtəlif avtomobillərin istismar şəraitlərinin seçilməsi zamanı , xüsusilə lazım olan bir elmdir. Avtomobil nəzəriyyəsində , avtomobilin hərəkəti ilə bağlı olan istismar xüsusiyyətləri araşdırılır.

Bu xüsusiyyətlərə aiddirlər: dinamiklik, yanacaq qənaətliliyi, idarə olunma, dayanıqlıq, keçicilik və avtomobilin səliss hərəkəti .

Dinamiklik – 1 . Avtomobilin dinamikliyi dedikdə , maksimal orta sürətlə yük və sərnişinlərin daşınması xüsusiyyətləri başa düşülür. 2 . Avtomobilin dinamikliyi , əsas olaraq avtomobilin dartqı və tormoz xüsusiyyətlərindən asılıdır. 3 . Avtomobilin dinamikliyi yüksək olarsa , onun istehsal gücü artıq olar.

Yanacaq qənaətliliyi – avtomobilin hərəkət zamanı yanacaq enerjisindən rasional istifadə etməsidir. Çünki yanacaq sərfiyyatı daşımaların əsasını təşkil edir.

İdarə olunma - avtomobilin hərəkət zamanı istiqamətini dəyişə bilmə xüsusiyyətidir.

Dayanıqlıq – hərəkət zamanı avtomobilin sürücmə və yana çəkmə qüvvələrinə tab gətirmə xüsusiyyətidir. Avtomobilin dayanıqlığı idarə olunması və tormoz dinamikliyi, onun hərəkətini tam təhlükəsiz edir.

Keçicilik – avtomobilin çətinləşmiş (sulu, sürüşkən), pis (dağılmış , uçulmuş), yolsuz şəraitlərdə işləyə bilmə xüsusiyyətidir. Keçicilik, kənd təsərrüfatı, meşə sənayesi, tikinti və karyer işlərində avtomobilə lazım olan bir xüsusiyyətdir.

Hərəkət səlissliyi – kuzanın sərt, srkəlməməsiz hərəkətini təmin edən bir xüsusiyyətdir. Bu xüsusiyyətdən – avtomobilin sürəti, yanacaq sərfiyyatı, yükün qorunması və komfortluluğu asılıdır.

Etibarlılıq - əsas istismar göstəricilərinin, zəifləmədən müəyyən müddət ərzində Öyük və sərnişinlərin daşınma xüsusiyyətidir.

Təmirə yararlılıq – təmir və texniki qulluq yolu ilə bütün imtina və zədələnmə işlərinin asanlıqla dəyişdirilmə xüsusiyyətidir.

Ümumiyyətlə avtomobilin istismar xüsusiyyətləri ölçü və göstəricilər sistemi ilə qiymətləndirilir.

Ölçü – avtomobilin istismar xüsusiyyətlərinin ölçü vahididir. Məsələn avtomobilin dinamiklik ölçüsü onun sürət və sürətlənmə göstəricisidir.

Göstərici – bu ölçü miqyasını və onun dəyər miqdarını xarakteriz\ə edən bir ədəddir. Göstərici avtomobilin iş şəraitində onun istismar xüsusiyyətlərinə qiymət verməyə imkan yaradır. Beləki avtomobilin dartqı dinamikliyinin göstəricilərindən biri, onun düz yolda maksimum sürət yığmasıdır.

Avtomobilin sürət xarakteristikası .

Avtomobilin hərəkəti zamanı ona müxtəlif qüvvələr təsir edir. Bu avtomobili hərəkət etdirən eyni zamanda onun hərəkətinə mane olan qüvvələrdir. Əsas hərəkətverici qüvvə aparan təkərlərə düşən dartqı qüvvəsidir. Transmisianın sürtünmə qüvvəsi, yolun və havanın müqavimət qüvvələrinə aid edirlər. Dartqı qüvvəsini təyin etmək üçün, mühərrikin sürət xarakteristikasından istifadə edirlər, yəni N_e effektiv gücünün və M_e effektiv momentinin, disəkli valın - bucaq sürətindən asılılığını, mühərrikin tam yüklənməsi zamanı, yəni drossel zaslonkasının tam açıq vəziyyətində (benzinin tam axması zamanı) aldığı xarakteristikaya – **sürət xarakteristikası** deyilir. Xarakteristikanın forması mühərrikin tipindən asılı olur (şəkil 1a). Bu şəkildə karbürator mühərriklərinin sürət xarakteristikası göstərilib. Mühərrikin tam yüklənmə rejimində ən minimal bucaq sürəti $\omega_{\min}$ – dur. ω_e – ni artıran zaman, mühərrikin gücü artır və özünün maksimal $N_{\max}$ və $M_{\max}$ hədlərinə çatır, bu isə dirsəkli valın ω_n və ω_m bucaq sürətlərində baş verir. Əgər bucaq sürətini ω_n dən yuxarı artırısaq, güc azalar detallara olan dinamiki yüklənmələr artar. Ona görə dirsəkli valın maksimal bucaq sürəti $\omega_{\max}$, ω_n -10-20% artıq ola bilər. Maksimal güc zamaı fırlanma momentini M_n – lə işarə edirlər. Təcrübi asqıların mövcud olmaması zamanı ω_n və $N_{\max}$ əyrisini qurmaq üçün empirik düsturdan istifadə edirlər.

$$N_e = N_{\max} \left[\frac{a_n \omega_e}{\omega_n} + b_n \left(\frac{\omega_e}{\omega_n} \right)^2 - c_n \left(\frac{\omega_e}{\omega_n} \right)^3 \right]$$

haradki a_n , b_n , c_n – mühərrikin tipindən asılı olan empirik əmsallardır (4 taktlı karbürator mühərrikləri üçün $a_n = b_n = c_n = 1$; dizellər üçün – 2 taktlı: $a_n = 0,87$, $b_n = 1,13$, $c_n = 1$; 4 taktlı – üçün $a_n = 0,53$; $b_n = 1,56$; $c_n = 1,09$).

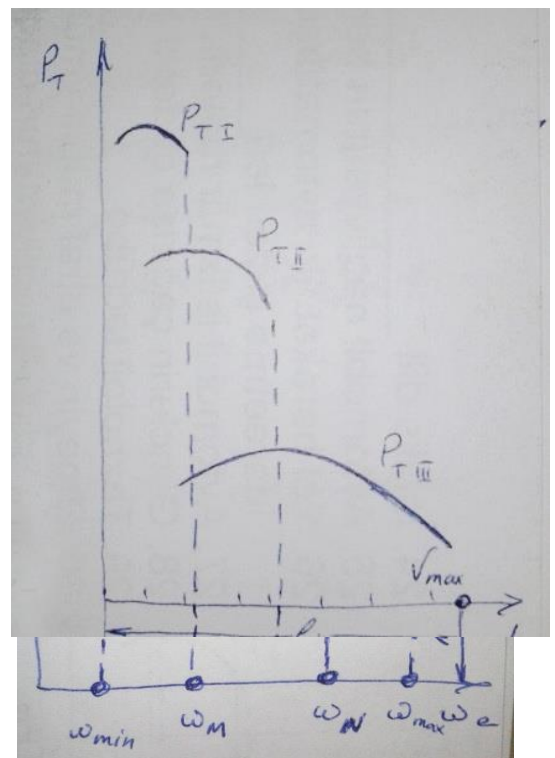
Effektiv fırlanma momenti isə bu düsturla hesablanır (Nm)

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}$$

haradaki N_e - vatlarla (Vt), ω_e isə - rad/san ilə ifadə olunur.

Avtomobilin dartqı xarakteristikası .

Avtomobilin dartqı qüvvəsinin, sürətdən asılılıq qrafikinə **avtomobilin dartqı xarakteristikası** deyilir. Dirsəkli valın və aparan təkərlərin ω_k və ω_e bucaq sürətləri öz



aralarında aşağıdakı bərabərliklə bağlıdır.

$$\omega_e = \omega_k \omega_{tr} = \omega_k U_k U_0$$

haradakı U_k və U_0 – ötürmələr qutusunun və baş ötürücünün ötürmə ədədləridir. Avtomobilin hərəkət sürəti

$$V = \omega_k r = \frac{\omega_e r}{U_{TP}}$$

Transmisiyanın aqreqları tərəfindən ötürülən M_e momentinin qiyməti aqreqların ötürmə ədədlərinə görə mütənasib olaraq dəyişdirilir. Avtomobilin eynihədli hərəkətlərində yarımxoxlarla aparılan moment N_m – lə

$$M_t = M_e U_{tr} - M_{tr}$$

M_t - dartqı momentini eləcə də aşağıdakı kimi təyin etmək olar.

$$M_t = M_e U_{tr} n_{tr}$$

Dartqı qüvvəsini isə

$$P_t = \frac{M_t}{r} = \frac{M_e U_{TP} \eta_{TR}}{r} \quad (1)$$

ω_e – nin bir neçə qiyməti üçün M_e , n_{tr} və V – ni təyin etdikdən sonra (1) düsturuna əsaslanaraq, bucaq sürəti ω_e və fırlanma momenti M_e müxtəlif diapazonlarda dartqı qüvvəsinin sürətdən asılılığını tapıb dartqı xarakteristikasını qurmaq olar. Bu qrafikdə ayrılərin sayı, ötürmələr qutusunun ötürmə ədədlərinin sayına uyğundur. Müxtəlif ötürmələrdə avtomobilin hərəkətinə uyğun bucaq sürətləri, V oxuna paralel olaraq şkalalarda göstərilmişdir. Avtomobilin V_{max} sürətinə uyğun olaraq, sürətlər şkalası L_v – nin uzunluğunu təyin edirlər. Yüksək ötürmədə bucaq sürəti də eyni uzunluqda olmalıdır. Mühərrikin valının bucaq sürəti, müxtəlif ötürmələrdə avtomobilin sürəti, ötürmələr qutusunun ötürmə ədədi ilə qeyuri mütənasibdir.

$$\begin{aligned} V_1 : V_2 &= U_2 : U_1 \\ V_2 : V_3 &= U_3 : U_2 \quad \text{və s.} \end{aligned}$$

Mühərrikin gücü və iqtisadi göstəriciləri .

Mühərrikin silindirində istehsal olunan indikator gücü, tam istifadə oluna bilməz. Bu gücün bir hissəsi : sürtünən detalların (porşen, silindr , dirsəkli val və onun yastıqları və s.) sürtünməsinin qarşısının alınmasına, hərəkətli detalların (maxovik, sürgüqolu, valın dirsəkləri və s.) hərəkətlərinə , havanın (nasos) itgilərinə və köməkçi mexanizmlərin (pərlərin , generator və s.) hərəkətə gətirilməsinə sərf edilir. Deməli maxovikdən çıxarılan N_e mühərrikin effektiv gücü , N_i indikator gücündən , N_m mexaniki itgilər gücünün dəyəri qədər kiçik olub , aşağıdakı düsturla təyin edilə bilər.

$$N_e = N_i - N_m \quad (\text{at gücü}).$$

Mexaniki itgilər gücünü eləcə də indikator gücünü , aşağıdakı düsturla təyin etmək olar.

$$N_m = \frac{P_m V_h n_e i_s}{225 \tau} \quad (\text{at gücü})$$

Haradakı P_m – mexaniki itgilərin orta təzyiqidir. Bu dusturda mexaniki itgilərin orta təzyiqini belə tapa bilərik .

$$P_m = \frac{255 \tau N_m}{V_h n_e i_s} \quad \text{kq / sm}^2.$$

Mühərrikin N_e effektiv gücünü , N_i indikator gücünə analogi olaraq orta effektiv P_e - təzyiqinə uyğun belə tapmaq olar.

$$N_e = \frac{P_e V_h n_e i_s}{255 \tau} \quad (\text{at gücü}). \quad (a)$$

(a) Düsturunu həll etdikdən sonra P_e orta effektiv təzyiqini belə tapmaq olar.

$$P_e = \frac{255 \tau N_e}{V_h n_e i_s} \quad \text{kq / sm}^2$$

Mühərrikin mexaniki itgilərini , onun $f . i . \epsilon .$ ilə qiymətləndirirlər. Bu isə N_e effektiv gücünün N_i indikator gücünə nisbətidir.

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

Belə ki , $N_e = N_i - N_m$; Təzyiq isə $P_e = P_i - P_m$ olarsa, mexaniki f . i . ə . düsturunu belə yazmaq olar.

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_i} = 1 - \frac{P_M}{P_i}$$

Mühərrikin əsas konstruktiv parametrləri , silindirin D diametri və S yoludur. (a) düsturundan belə bir ifadə ala bilərik.

$$V_h = \frac{225\tau N_e}{P_e n_e i_s} \quad (\text{litr}) ,$$

Bununla birgə

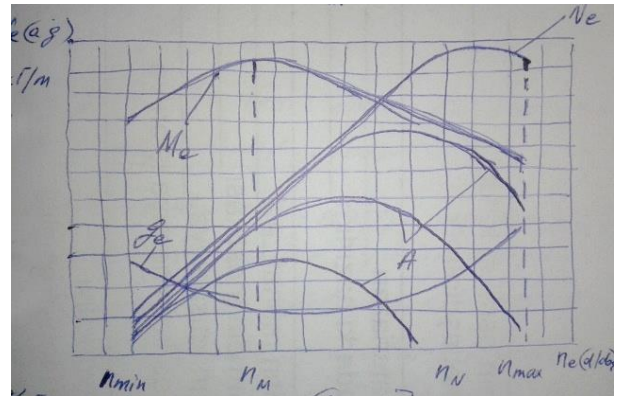
$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D}$$

(litr) .

Silindirin V_h işçi həcmi bilərək və nisbətində əsaslanıb D diametrini tapırıq.

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \frac{S}{D}}} \quad \text{və ya}$$

$$D = \sqrt{\frac{4V_h n_e}{300\pi C_n}}$$



Haradakı $C_n =$ - poaşenin orta sürətidir. (m / san).

C_n - qiyməti aşağıdakı hədlərdə ola bilər (m / san) – lə :

Yük avtomobilləri üçün 8 - 11.

Minik avtomobilləri üçün 10 - 14 .

Mühərrikin xarakteristikaları .

Mühərrikin gücünün , fırlanma momentinin , dövrlər sayından asılı olaraq yanacaq sərfiyyatının , yüklənmələrinin və başqa parametrlərinin qrafiki asılılığına

mühərrikin xarakteristikası deyilir. Mühərrikin əsas xarakteristikaları bunlardır:

Sürət ; yüklənmə ; tənzimləmə .

Drossel zaslonkasının natamam açıq vəziyyətlərində alınan xarakteristikaya **sürət xarakteristikası** deyilir (şəkil 1 A - əyrisi).

Dirsəkli valın bir dəqiqədə dövrlər sayını aşağıdakı xarakter ədədləri vardır:

$n_{\min}$ - mühərrik, tam yüklənmə rejimində işləyən zaman , minimal dövrlər sayıdır.

n_M - fırlanma momentinin $M_{\max}$ və effektiv $P_{\max}$ təzyiqində dövrlər sayıdır.

n_N - mühərrikin maksimal gücünə uyğun dövrlər sayıdır.

$n_{\max}$ - maksimal sürət zamanı dövrlər sayıdır. Karbürator mühərrikləri , istismar şəraitində əsasən $n_M - n_N$ dövrlər sayı intervalında işləyirlər. Bu intervalda adətən ötürməni dəyişirlər və minimal yanacaq sərfiyyatını təyin edirlər $g_{\min}$.

Mühərrikin sürət xarakteristikasını, maksimal N_e - gücü və n_N - dövrlər sayı bilinirsə , empirik düsturlardan da təyin etmək olar. Karbürator mühərrikləri üçün bu düstur belə yazılır:

$$N_e = N_{e \max} \frac{n_e}{n_N} \left[1 + \frac{n_e}{n_N} - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \quad (\text{at gücü})$$

Haradakı N_e və n_e - mühərrikin sürət xarakteristikasında , effektiv çüc (a gücü) və dəqiqədə dövrlər sayıdır. Yanacaq qənaətliliyini təyin etmək üçün müxtəlif yüklənmələrdə ,yüklənmə xarakteristikasını çıxarırlar. **Yüklənmə xarakteristikası** g_e , yanacaq sərfinin , N_e effektiv gücündən asılılıq qrafikinə deyilir. (şəkil 2) – də karbürator mühərriklərinin yüklənmə xarakteristikası göstərilib. Absis oxunda % -lə, güc yüklənmələri ; ordinat oxunda isə yanacaq sərfinin saatlarla qiyməti göstərilib.

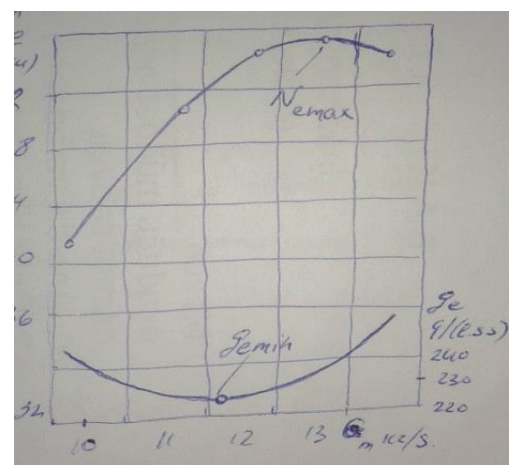
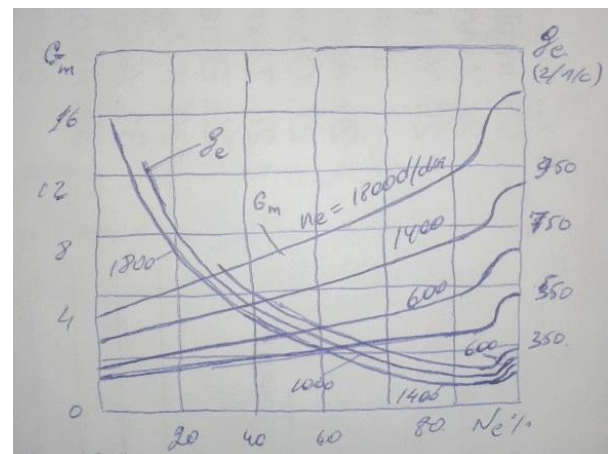
Mühərrikin güc və iqtisadi göstəricilərinin yanacaq sərfiyyatından asılılıq ayrılmasına **tənzimləmə xarakteristikası** deyilir. Buxarakteristikanı mühərrikin tam və ya hissələrlə yüklənməsi zamanı çıxarırlar. (şəkil 3) də $n_e = 2000$ d/dəq dövrlər qiymətində karbürator mühərriklərinin tənzimləmə

Xarakteristikası göstərilib. Burada iki xarakterik nöqtə vardır : 1 – maksimal güc , 2 – isə minimal yanacaq sərfidir.

Hərəkət zamanı avtomobilə təsir edən qüvvələr. Diyirlənmə müqavimət qüvvəsi.

Avtomobilin hərəkəti zamanı ona müxtəlif qüvvələr təsir edir. Bu qüvvələri iki hissəyə ayırırlar : **Hərəkətverici qüvvə** ;

Müqavimət qüvvəsi . Əsas hərəkətverici qüvvə , avtomobilin aparan təkərlərinə verilən **dartqı qüvvəsidir**. Müqavimət qüvvələrinə isə ; transmisiyanın sürtünmə qüvvəsi , yolun müqavimət qüvvəsi və havanın müqavimət qüvvəsi aid edilir. Mühərrikdən gələn gücü aparan təkərlərə transmisiyanın aqreqatları



ötürür. Ona görə N_m dartıcı qüvvəsi , N_e effektiv gücü ilə N_{tr} – transmissiya gücünün fərqinə bərabərdir.

$$N_m = N_e - N_{tr} \quad (\text{a gücü}).$$

Transmissiyada yaranan itgilərin təyini üsulu belədir : Avtomobilə mühərrik əvəzinə (şəkil 44a) 1 elektromühərriki qoşulur, yarımoxlara isə balanslaşdırıcı 3 tormoz generatorları qoşulur. Elektromühərrikin və elektrotormozların gövdələri 2 rıçaqları ilə 4 dinamometrə birləşdirilir. Elektromühərrik transmissiyanın köməyi ilə , elektrotormozları fırladır, bu isə lazımi yükləməni yaradır. Taxometr vasitəsilə bucaq sürətləri və dinamometrin göstəricilərinə uyğun olaraq N_e gücü və N_m tormoz gücü tapılır. $N_e - N_m$ fərqi transmissiyada güc itgilərini verir . Avtomobilin hərəkəti zamanı bir sıra itgilər meydana çıxır:

Avtomobil dağa çıxan zaman itrilən enerji , yol və təkər deformasiyaları, avtomobil hissələrinin sirkələnməsi. Təpənin sərtlik dərəcəsi α , hündürlüyü H , uzunluğu B olsun . Avtomobilin G gücünü iki hissəyə: yola paralel $G_{\sin\alpha}$ gücünə və perpendikulyar $G_{\cos\alpha}$ gücünə ayırırlar. $G_{\sin\alpha}$ gücünü yoxuşa müqavimət gücü adlandırır P_n ilə işarə edirlər. Avtomobil yollarında qalxma bucağı α böyük olmur və təxminən $4 - 5^\circ$ yə bərabər olur. Belə bucaqlarda $\alpha = 35^\circ$ olsa , eniş $i = \tan \alpha \approx \sin \alpha$. Onda güc $P_n = \cos \alpha \approx iG$ kq i – yoxuşuna qalxma zamanı sərf olunan güc belə tapılır.

$$N_n = \frac{P_n V_a}{3,6 \cdot 75} = \frac{iGV_a}{270} \quad \text{at gücü.}$$

DÜZXƏTLİ HƏRƏKƏT ZAMANI ANV-yə TƏSİR EDƏN MÜQAVİMƏT QÜVVƏLƏRİ

ANV-nın hərəkət prosesini analiz etmək üçün ona təsir edən qüvvələri şərti olaraq iki qrupa bölmək olar. Birinci qrup qüvvələrə ANV-nin kütlə mərkəzinin sürət vektoru ilə eyni istiqamətdə olan hərəkətverici qüvvələr deyilir. İkinci qrup qüvvələrə isə bu istiqamətin əksinə yönəlmiş müqavimət qüvvələri daxildir. Lakin, belə qruplaşma şərti xüsusiyyət daşıyır. Çünki hərəkət şəraitindən asılı olaraq eyni bir qüvvə müxtəlif istiqamətlərə , yəni ya hərəkət istiqamətində, ya da hərəkətin əksinə yönələ bilər.

Hərəkətverici qüvvə olaraq tam çevrəvi qüvvəni və ya tam dartıcı qüvvəni götürmək olar. Qalan bütün qüvvələr, təsir istiqamətindən asılı

olmayaraq müqavimət qüvvələrinə aiddir. Əgər bu müqavimət qüvvələrindən hər hansı biri hərəkət istiqamətində təsir edirsə, onda belə qüvvənin işarəsi mənfi olur.

Avtomobilin hərəkətinə qarşı müqavimət qüvvələri onların törədən səbəblər əsasən fərqləndirilir.

DİYİRLƏNMƏ MÜQAVİMƏT QÜVVƏSİ, F_d

ANV-nin hərəkətinin əksinə yönəlmiş yolun uzununa reaksiya qüvvələrinin cəminə **diyirlənmə müqaviməti qüvvəsi** deyilir.

$$F_d = \sum_{i=1}^n (R_z f)_i$$

n - ANV-nin təkərlərinin sayıdır.

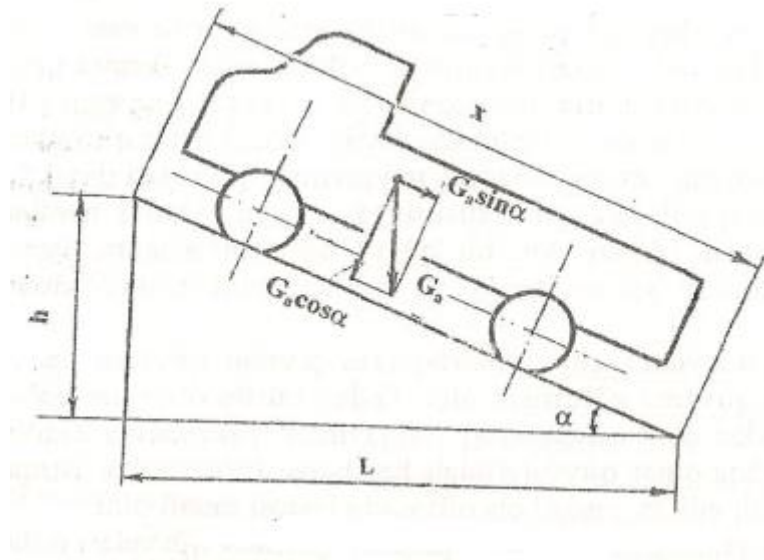
İki oxlu ANV üçün qabaq oxun göstəricilərini 1, arxa oxun göstəridilərini isə 2. indeksi ilə işarə etsək yazarıq:

$$F_d = R_{z1} f_1 + R_{z2} f_2$$

Adətən $f_1 = f_2 = f$ qəbul edirlər. Onda $F_d = f(R_{z1} + R_{z2})$ yazmaq olar.

Əgər ANV α bucağına malik enişli-yoxuşlu yollarda hərəkət edirsə

$R_{z1} + R_{z2} = G_a \cos \alpha$ **götürülür.** $F_d = f G_a \cos \alpha$



Diyirlənmə müqavimətini dəf etmək üçün sərf edilən güc (P_d) aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P_d = \frac{F_d V_a}{1000} = \frac{V_a G_a f \cos \alpha}{1000}$$

ANV-nin bütün təkərləri aparılan rejimdə işlədikdə (təkərlər transmissiya vasitəsilə mühərrikdən ayrılan zaman) yastıqlarda yaranan itkiləri nəzərə almadan diyirlənmə müqavimət qüvvəsini eksperiment yolu ilə asan təyin etmək olar. Bu, avtomodili yedəyə almış, düz, horizontall yolla kiçik və müntəzəm sürətlə hərəkət edən dartqının qarmağındakı qüvvəyə bərabərdir. $F_d = f G_a \cos \alpha$ ifadəsi ilə bir aparıcı oxlu, çox da böyük olmayan sürətlə hərəkət edən ANV-nin diyirlənmə müqaviməti qüvvəsini hesablamaq olar.

blanır. Burada: X - ANV-nin dayaq səthində yerdəyişməsidir.

$$F_M = G_a \sin \alpha$$

HAVANIN MÜ'QAVİMƏT QÜVVƏSİ, F_h

Hava mühitində ANV-nin hərəkəti zamanı onun qabaq hissəsində hava sıxılır və təzyiq az olan yerə (ANV-nin üst, alt və yan tərəflərinə) istiqamətlənir. ANV hərəkət edərkən arxasında seyrəklik yaranır. Aşağı təzyiqli bu hissə sonradan hava ilə dolur.

Hava axınının istiqaməti dəyişdiyi üçün hava burulğanı yaranır. Bu səbəblərdən yaranan müqavimətlər içərisində ən böyüyü ANV-yə qarşı tərəfdən təsir edən müqavimətdir. ANV-nin en kəsiyinin ən böyüyünə avtomobilin **alın səthi** deyilir.

ANV-nin qabaq hissəsində təzyiq qüvvələri hərəkətin əksinə, arxa hissəsində isə hərəkət istiqamətində yönəlmiş olur. Bu elementar qüvvələrin toxunan istiqamətdə toplananları isə həmişə hərəkətin əksinə yönəlmiş olur.

Əgər ANV küləkli hava şəraitində hərəkət edirsə və eyni zamanda istiqaməti avtomobilin hərəkət istiqamətilə müəyyən bucaq təşkil edirsə, onda avtomobilin yan səthinə də təzyiq qüvvəsi təsir göstərir. ANV ilə hava arasında sürtünmə qüvvəsi nisbətən azdır və havanın ümumi müqavimətinin 5...8%-ni təşkil edir.

ANV ilə qarşılıqlı təsirdə olan elementar qüvvələrin əvəzləyicisinə ümumi **aerodinamik qüvvə** (F_{ae}) deyilir. Bu qüvvənin tətbiq nöqtəsinə isə **yelkən mərkəzi** deyilir.

Hər hansı mühitdə hərəkət edən cismə eyni zamanda həmin mühitin sıxlığı və cismin hərəkət sürəti təsir göstərir. Havanın sıxlığını dəniz səthindən müəyyən səviyyədə sabit qəbul etmək olar. Hesab edirlər ki, hər 1000 m yuxarı qalxanda havanın sıxlığı 8-10% azalır, buna mütənasib olaraq havanın müqaviməti də azalır. Məsələn, 2000 m hündürlükdə yerləşən dağ yollarında havanın müqaviməti dəniz səviyyəsindəki yollara nəzərən 16-20% azdır.

Havanın müqavimət qüvvəsi sürətdən daha çox asılıdır. 1km/saat sürətdə bu qüvvə sürətlə düz mütənasib olduğu halda, böyük sürətlərdə sürətin kvadratı ilə düz mütənasib olaraq dəyişir.

Yuxarıda deyilənləri nəzərə alsaq, tam aerodinamik qüvvənin hesablanma ifadəsini belə yazmaq olar:

$$F_{ae} = \frac{1}{2} S_{ae} \rho_h AV^2$$

Burada:

S_{ae} - tam aerodinamik qüvvəni nəzərə alan əmsal;

ρ_h - havanın sıxlığı, Nsan^2/m^4

A - cismin en kəsiyinin sahəsidir, m^2 .

Tam aerodinamik qüvvənin bir-birilə əlaqədə olan koordinat oxları üzrə proyeksiyaları aşağıdakılardır:

- **alın səthinin müqavimət qüvvəsi** - (F_x)- yol müstəvisinə və ANV-nin uzununa oxuna paralel qüvvə olub, aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$F_x = \frac{1}{2} S_x \rho_h AV^2$$

S_x - alın səthinin müqavimətini nəzərə alan misaldır.

- **Yan qüvvə** (F_y)- yol müstəvisinə paralel, ANV-nin uzununa oxuna perpendikulyar qüvvə olub, aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$F_y = \frac{1}{2} S_y \rho_h AV^2$$

S_y - yan qüvvəni nəzərə alan əmsaldır.

- **qaldırıcı qüvvə** (F_z)- yol müstəvisinə perpendikulyar olan qüvvədir:

$$F_z = \frac{1}{2} S_z \rho_h AV^2$$

S_z - qaldırıcı qüvvəni nəzərə alan əmsaldır.

Alın səthinin müqavimət qüvvəsi F_x daha çox əhəmiyyət kəsb edir. Çünki, mühərrikin gücünün və yanacaq sərfini əsas hissəsi bu qüvvəni dəf etməyə sərf olunur. F_x qüvvəsi ANV-nin maksimum en kəsiyinin

sahəsindən, formasından və səthlərinin keyfiyyətindən asılı olub, sürətin kvadratı ilə diiz mütənasib olaraq dəyişir. Buna görə də ANV-nin dartıcı xüsusiyyəti öyrənilərkən alın səthinin müqavimət qüvvəsinin təsiri nəzərə alınır. Bu qüvvəyə havanın müqavimət qüvvəsi deyilir.

S_x, S_y və S_z əmsalları təcrübə yolu ilə tapılır.

Havanın sıxlığını sabit qəbul edərək (dəniz səviyyəsində $p=1,225 \text{ Nsan}^2/\text{m}^4$ qəbul edilir). $k_h = \frac{S_h}{2} \rho_h$ hasilini ancaq ANV-nin formasından və onun uzununa oxu ilə hava axınının istiqaməti arasındakı bucaqdan asılı olduğunu hökm etmək olar.

Bu hasil havanın müqavimət əmsalı adlanır. Əgər avtomobilin hərəkətsiz halında hava axını yaradılsa, onda hava axınının sürəti avtomobilin sürəti kimi qəbul edilir. Onda,

$$F_x = F_h = k_h AV_a^2$$

yaza bilərik.

ANV-nin hərəkətsiz halında hava axınının istiqaməti avtomobilin uzununa oxu ilə uyğun gəlir. Bu hal üçün havanın müqavimət əmsalını aşağıdakı hədlərdə qəbul etmək olar:

- minik avtomobilləri üçün - $0,20 \dots 0,35 \text{ Nsan}/\text{m}^4$;
- avtobuslar üçün - $0,25 \dots 0,4 \text{ Nsan}/\text{m}^4$;
- yük avtomobilləri üçün - $0,5 \dots 0,7 \text{ Nsan}/\text{m}^4$
- yük avtomobil-furqonları üçün - $1,0 \dots 1,2 \text{ Nsan}^2/\text{m}^4$
- idman avtomobilləri üçün - $0,13 \dots 0,15 \text{ Nsan}/\text{m}^4$.

Alın səthinin sahəsini ya çertyojdan, ya da ANV-nin uzununa oxuna perpendikulyar olan ekrana proyektləşdirməklə hesablamaq olar.

Təqribi olaraq alın səthinin sahəsi belə hesablanır:

$$A_a = K_a B H_a$$

Burada: B və H_a - uyğun olaraq ANV-nin koleyası və qabarit hündürlüyü;

K_a - ANV-nin alın səthinin formasını nəzərə alan əmsaldır. K_a - əmsalı

ANV-nin alm səthinin koleya daxilində tamlıq və ondan kənara çıxma dərəcəsindən asılıdır. $K_a = 0,8 \dots 0,95$

hədlərində götürülür. Yalnız bəzi xüsusi ANV-də $K_a = 0,7$ qəbulə bilər.

$K_h A_a = W_h$ - axıntılıq faktoru adlanır. $F_x = F_h = k_h A V_a^2$ ifadəsi vasitəsilə avtomobil qatarları üçün də havanın müqavimət qüvvəsini hesablamaq olar. Bu halda alın səthinin sahəsi olaraq, ən böyük alın səthinə malik olan qoşqunun alın səthi götürülür, axıntılıq əmsalı isə dartqıya görə seçilib, hər qoşqu üçün 25% artırılır.

İstiqaməti ANV-nin hərəkət istiqamətilə β bucağı təşkil edən küləkli hava şəraitində $F_x = F_h = k_h A V_a^2$ ifadəsində V_a əvəzinə hava axınının nisbi sürəti yazılır. Hava axınının nisbi sürəti küləklə (V_k) ANV-nin sürətlərinin həndəsi cəmi kimi hesablanır. Hava axınının nisbi sürəti aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$V_o = \sqrt{V_a^2 + V_k^2 + 2V_a V_k \cos \beta} \quad \text{m/san}$$

Hava axınının nisbi sürətinin əvəzləyicisinin istiqaməti ilə ANV-nin uzununa oxu arasında qalan bucaqdan (τ) asılı olaraq axıntılıq əmsalı müxtəlif qiymətlər alır. Bu bucaq aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$\sin \tau = \frac{V_k}{V_o} \sin \beta$$

τ bucağının artması ilə axıntılıq əmsalı artır. $\tau = 0 \dots 45^\circ$ intervalında dəyişə bilər.

Külək. qarşıdan əsdikdə ($\beta = 0$):

$V_o = V_a + V_k$ olur. Onda:

$$F_h = k_h A (V_a + V_k)^2$$

Külək hərəkət istiqamətində əsdikdə isə ($\beta = 180^\circ$)

$$V_o = V_a - V_k \text{ olur və } F_h = k_h A (V_a - V_k)^2$$

ifadəsilə hesablanır.

Göstərilən hər iki halda havanın müqavimət əmsalı ANV hərəkətsiz hava mühitində hərəkət etdikdə alınan havanın müqavimət əmsalının eynidir.

Havanın müqavimətini dəf etməyə sərf edilən güc:

$$P_h = \frac{F_h V_a}{1000}$$

$$F_h \text{ qüvvəsinin təsirini nəzərə alsaq } P_h = \frac{k_h A_a V_a^3}{1000}, \text{ kVt}$$

$$\text{Əgər küləyin təsirini nəzərə alsaq } P_h = \frac{k_h A_a (V_a \pm V_k)^3}{1000}$$

ANV-nin forması ilk növbədə onun təyinatma uyğun olmalıdır. Məsələn, böyük. yükləyici qabiliyyətinə malik özünü boşaldan avtomobildən yüksək axıntılıq xüsusiyyəti tələb etmək düzgün deyil. Çünki buna həm daşıyan yükün xüsusiyyəti imkan vermir, həm də ANV yüksək sürətlə işləmirlər. Bununla yanaşı minik avtomobilləri və şəhərlərarası avtobusların axıntılıq xüsusiyyəti yüksək olmalıdır.

YOXUŞLUQ MÜQAVİMƏT QÜVVƏSİ, F_M

ANV-nin ağırlıq qüvvəsini iki toplanana ayırmaq olar:

$G_a \sin \alpha$ və $G_a \cos \alpha$ (şəkil). Yoxuşlu yollarda hərəkət zamanı birinci toplanan aktiv qüvvə olub, müqavimət qüvvəsi, enişdə isə hərəkət istiqamətində təsir göstərdiyi üçün mənfi işarəli müqavimət qüvvəsi və ya hərəkətverici qüvvə adlanır. Ona görə də $G_a \sin \alpha$ qüvvəsini yoxuşluq müqavimət qüvvəsi adlandırmaq olar.

Bərk örtüklü kiçik maillikli yollarda (4...5%) bu toplanan olduqca kiçikdir, dağ yollarında isə hərəkətə qarşı müqavimət qüvvələrinin əsasını təşkil edir. Yüksək keçicilikli ANV mailliyi 30° olan yoxuşları dəf etməli olur. Bu halda yoxuşluq müqavimət qüvvəsi $0,5 G_a$ -ya bərabər olur. Yoxuşluq müqavimətini eyni zamanda ANV-nin potensial enerjisinə görə hesablamaq olar. Əgər ANV $h = X \sin \alpha$ hündürlüyünə qədər yerdəyişməyə uğrayarsa, onda onun potensial enerjisi $G_a X \sin \alpha$ ifadəsi ilə hesablanır. Burada: X - ANV-nin dayaq səthində yerdəyişməsidir.

$$F_M = G_a \sin \alpha$$

Kiçik yoxuşlu yollarda (10° -yə qədər) α bucağının sinusu həmin bucağın tangensi ilə əvəz edilə bilər. Yol tikintisində adətən yol yoxuşluğunu onun maillik dərəcəsi ilə xarakterizə edirlər.

Bu maillik aşağıdakı şəkildə göstərilmiş h/l nisbəti ilə təyin edilir

$$i = \frac{h}{l} = \tan \alpha \quad i, \text{ onda } F_M = G_a \sin \alpha \approx G_a \tan \alpha = G_a i$$

Yoxuşluq müqavimətini dəf etmək üçün sərf edilən güc:

$$P_M = \frac{F_M V_a}{1000} = \frac{G_a \sin \alpha V_a}{1000}$$

YOLUN MÜQAVİMƏT QÜVVƏSİ, F_ψ

Diyirlənmə müqavimət əmsalının və mailliyin qiymətləri yolun keyfiyyətini xarakterizə edir. Ona görə də yolun müqavimət qüvvəsi

arasında qalan P_a ordinatı avtomobilin sürətlənməsinə qarşı olan qüvvəni dəf etmək üçün olan ehtiyat qüvvəsini göstərir. Alınan qüvvə balansı qrafikindən avtomobilin düz xətləli hərəkəti zamanı əsas dinamik göstəricilərini təyin etmək olar. Məsələn: P_t və $P_y + P_h$ ayrılmasının kəsişmə nöqtəsində absis oxu üzərində maksimal $V_{\max}$ – sürəti təyin etmək olar, bu zaman ehtiyat qüvvəsi və sürətlənmə 0 – ra bərabər olar. Əgər P_t ayrısı, cəm əyrisindən aşağıda keçirsə, deməli avtomobil yavaşdılmış rejimdə hərəkət edir. Avtomobilin düzxətli hərəkətində yolun maksimal müqavimətini təyin etmək üçün, məsələn V_1 sürətində P_t ordinatından ab əyrisini çıxmaq lazımdır.

Avtomobilin güc balansı .

Qüvvə balansı düsturu ilə analoji olaraq, Güc balansı düsturunu aşağıdakı kimi yazmaq olar.

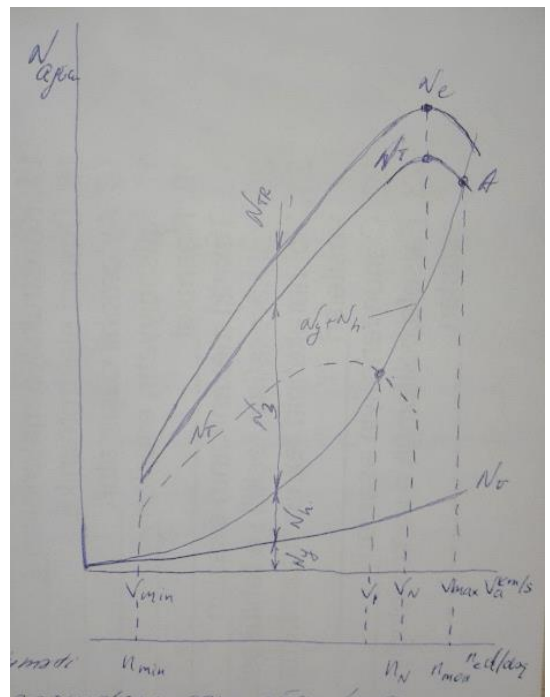
$$N_t = N_e - N_{tr} = N_k + N_p + N_h + N_i$$

haradakı N_i , avtomobilin inersiya qüvvəsinin dəf olunmasına sərf edilən güc olub belə təyin edilir.

$$N_i = \frac{P_i V_a}{270} \quad (\text{at gücü}).$$

Yuxarıdakı düsturların açılış dusturu bu cür olacaq.

$$N_T = \frac{fG \cos \alpha}{270} V_a + \frac{G \sin \alpha}{270} V_a + \frac{W_h V_a^3}{3500} + \frac{\partial_{hr} G_i V_a}{270} \quad (\text{at gücü}).$$



Əvvəlcə avtomobilin bir ötürmədə, hərəkəti zamanı bu düsturun həllinə baxaq.

N və V_a kordinat oxunda, N_e əyrisindən aşağıda, transmissiyanın sürtünməsinə dəf etmək üçün sərf olunan N_{tr} gücünün qiymətlərini qoyaq, bunun nəticəsində N_{tr} gücünün qiyməti məlum deyilsə, onda N_t gücünü bu düsturla təyin edirik.

$$N_T = \eta_{TR} N_e \quad (\text{at gücü}).$$

Aşağıda $N_y = f(V_a)$ qrafikini çəkirlər. Bunu çəkmək üçün N_{yol} gücünü, aşağıdakı düsturdan təyin edirlər.

$$N_y = \frac{P_y V_a}{270} = \frac{\varphi G V_a}{270} \quad (\text{at gücü}).$$

Əgər $f = \text{const}$ – dırsa bu kordinat başlanğıcından keçən düz xəttidir. 60 – 80 km/saat – dan çox sürət olarsa f əmsalının sürətdən asılılığını bu düsturla təyin edirlər.

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V_a^2}{20000} \right)$$

N_y əyrisindən yuxarıda N_h gücünün qiyməti qurulur. $N_y + N_h$ əyrisi ilə absis oxu arasındakı cəm gücü hava və yolun müqavimətini dəf etməyə yönəldilir. N_t və $N_y + N_h$ ayrıləri arasında qalan N_3 ordinatı ehtiyat güc rolunu oynayır ki, bu da yolun və sürətlənmənin dəf olunmasına sərf edilən gücdür. Əgər drossel zaslonkası tam açıqdırsa, onda avtomobil yüksək sürətlə $V_{\max}$ yığır, bu zaman N_t gücü N_y və N_h güclərinin qiymət cəminə bərabər olur (A nöqtəsi).

Avtomobilin dinamiki faktoru və pasportu .

Avtomobilin dartqı qüvvəsinin və havanın müqavimət qüvvəsinin fərqinin , avtomobilin çəkisinə olan nisbətində , **avtomobilin dinamiki faktoru deyilir (D)**.

$$D = \frac{P_{\text{dartqı}} - P_h}{G} = \left(\frac{M_{elTP}}{r} \eta_{TR} - \frac{W_h \cdot V_a^2}{13} \right) \frac{1}{G} \text{ kq/kq.}$$

D – nin qiyməti , avtomobilin konstruktiv ölçülərindən asılıdır, ona görə də onu hər model avtomobil üçün təyin etmək olar. P_d dartqı qüvvəsinin artması zamanı P_h havanın müqavimət qüvvəsi azalır. Ona görə də aşağı ötürmələrdə dinamiki faktor, yuxarı ötürmələrə nisbətən böyük olur. O na görə avtomobilin 15 – 20 km/saat sürətlərində dinamiki faktoru belə təyin edirlər.

$$D = \frac{P_\alpha}{G} \text{ kq/kq.}$$

Dinamiki faktoru , avtomobilin hərəkət sürəti ilə bağlamaq üçün yuxarıdakı düsturda P_h qüvvəsini və düsturun sol tərəfini avtomobilin çəkisinə bölək.

$$D = \varphi + \frac{\sigma_{TR}}{e} \cdot \dot{I}$$

Düzxətli hərəkətdə sürətlənmə və ləngimə 0 – ra bərabər olur. Deməli D – nin qiyməti φ - ni təyin edir. Demək maksimal sürətdə D_v dinamiki faktoru, yolun φ_v müqavimət qiymətini təyin edir. Yuxarıdakı düstura əsasən , avtomobilin uznmüddətli hərəkəti zamanı $D \geq \varphi$ şərtini gözləmək lazımdır.

Dinamiki xarakteristikanın , yüklənmə nomogramının və təkərin yerində fırlanma qrafikinə asılılığına **dinamiki pasport** deyilir. Dinamiki pasport , avtomobilin hərəkət düsturunu , daha çox faktorlardan istifadə edərək həll etməyə imkan verir. Bu faktorlar : avtomobilin konstruktiv parametrləridir (M_e , T_r və b.) ; yolun əsas xarakteristikasıdır (Ψ , φ_x əmsalı) və avtomobilin yüklənmələridir. Dinamiki xarakteristikanı tam yüklənməli avtomobil üçün qururlar. Avtomobilin çəkisinin G_a – dan G – yə qədər dəyişməsində dinamiki faktorun da qiyməti dəyişir.

$$D = \frac{P_{\alpha} - P_h}{G} = D_a \frac{G_a}{G} \quad \text{kq/kq.}$$

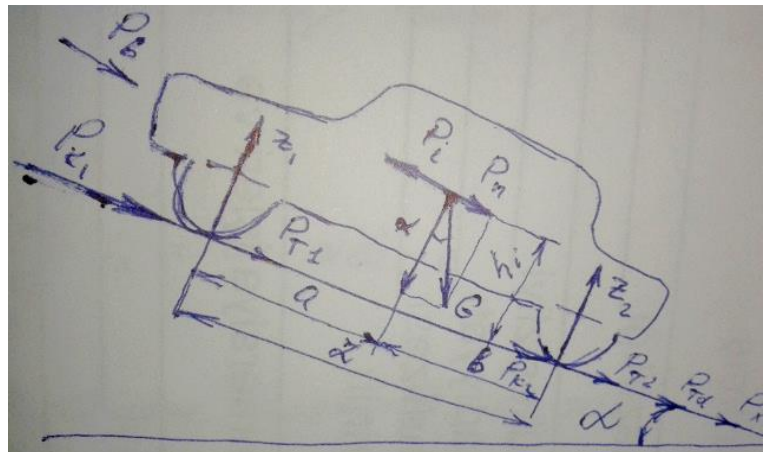
Yüklənmənin hər dəyişən qiymətində D – nin qiymətini hesablamaq üçün dinamiki xarakteristikanı **yüklənmə nomogramı** ilə tamamlayırlar. Təkərin yerində fırlanmasının nəzarət qrafiki , dinamiki faktorun , ilişmədən , yüklənmədən , və yerində fırlanmadan asılılıq qrafikidir. Bu qrafiki qurmaq üçün , aşağıdakı düsturdan dinamiki faktorun qiymətini tapırlar.

$$D_{a il} = \frac{\varphi_x G_r}{G_a} \quad \text{kq/kq.}$$

$$D_{o il} = \frac{\varphi_x G_{or}}{G_o} \quad \text{kq/kq}$$

haradakı G_{or} – yüklənməsiz , təkərlərə düşən çəkidir.

Tormoz momenti , tormoz gücü , tormozlamada hərəkət düsturu .



Tormozlama zamanı qəliblərin friksion üzlüklərinin səthində

M_{tor} - tormoz momenti yaranır ki , bu da təkərin hərəkətinin əksinə yöəldilir. Təkərlə yol arasında isə P_{tor} – qüvvəsi yaranır. Tormoz qüvvəsinin $P_{tor max}$ – qiyməti , şinlə yolun ilişmə qüvvəsinə bərabər olur. Avtomobilin bütün təkərlərinə tormoz mexanizmlərinin quraşdırılması zamanı maksimal tormoz qüvvəsi :

$$P_{tor max} = P_{tor1} + P_{tor2} = \varphi_x Z_1 + \varphi_x Z_2 = \varphi_x (Z_1 + Z_2) \quad \text{kq.}$$

Lakin $Z_1 + Z_2 = G$ olduqda $P_{tor max} = \varphi_x G \quad \text{kq.}$

Beləki φ_x - əmsalının maksimal qiyməti 0,8 - 0,9 hədlərində olarsa , quru asfalt yolda tormozlama zamanı tormoz qüvvəsi , avtomobilin çəkisinin 80 - 90 % qiymətinə bərabər ola bilər.

Yoxuşda tormozlama zamanı avtomobilin hərəkət düsturunu tərtib edək. Bunun üçün şəkildəki avtomobilə təsir edən bütün qüvvələri proyektləşdirək.

$$P_{tor1} + P_{tor2} + P_{k1} + P_{k2} + P_n + P_b + P_{td} + P_{xx} + P_i = P_{tor} + P_k + P_n + P_b + P_{td} + P_{xx} + P_i = 0$$

haradki $P_{tor} = P_{tor1} + P_{tor2} \quad \text{kq.}$

$$P_d = P_{k1} + P_{k2} + P_n \quad \text{kq.}$$

P_{td} – mühərrikdə , aparan təkərlərə gətirilmiş, sürtünmə qüvvəsidir. Mühərrikdə , M_{td} sürtünmə momentinin qiymətini bilərək , P_{td} qüvvəsinin qiymətini bu düsturla tapa bilərik.

$$P_{Td} = \frac{M_{Td} i_{tr}}{\eta_{Tr} r} = \frac{P_{Td} i_{TR}}{\eta_{Tr}} \text{ kq.}$$

4 taktlı mühərrikdə sürtünmə momenti belə tapılır.

$$M_{tr} \approx 0,8 P_M V_h i_s \quad \text{kqm.}$$

haradaki P_M - orta mexaniki itgidir (kq/sm²)

V_h - silindirin işçi həcmidir (L)

i_s - silindirlərin sayıdır.

Avtomobilin yalnız tormoz sistemi ilə tormozlanması halına baxaq . Bu zaman mühərrikin P_{td} qüvvəsi $P_{td} = 0$ olur. Tormozlamada avtomobilin sürətinin aşağı düşməsinə nəzərə alsaq , $P_v \approx 0$ olar. Onda

$$P_{tor} + P_d - P_i = 0 \quad \text{olar.}$$

Yuxarıdakı düsturları nəzərə alsaq

$$\varphi_x G + \psi G - \varrho_T \frac{G}{\varrho} i_a = 0 \quad \text{alarıq.}$$

δ_t tormozlanma zamanı fırlanan hissələrin əmsalı, δ_h sərəst yellənmə əmsalına bərabər olur.

Axırncı ifadəyə əsaslanaraq, yolun horizontal olmayan sahəsində hərəkət düsturu belə olar.

$$\varphi_x + \psi - \frac{\delta_T}{\varrho} i_a = 0$$

Tormozlama zamanı avtomobilin Ləngiməsi .

Avtomobilin tormoz dinamikasının keyfiyyət göstəricisi kimi : tormozlamada ləngimə i_e (m/san²), tormoz müddəti t (san) və tormoz yolu S_m (m) – dan istifadə olunur.

$$\varphi_x + \psi - \frac{\delta_T}{\varrho} i_a = 0.$$

dusturunu i_a ləngiməsinə görə həll etsək , onda

$$i_a = \frac{\varphi_{x+\psi}}{\delta_T} \varrho \quad (\text{m/san}) .$$

φ_x — əmsalının adətən ψ - əmsalından böyük olması məlumdur. Ona görə ψ əmsalının qiyməti yuxarıdakı dusturda nəzərə almaya bilərik .

$$i_a = \frac{\varphi_x}{\delta_T} \varrho \quad (\text{m/san}^2) .$$

$\delta \approx 1$ olduqda və sürətlənmə $\dot{g} \approx 10 \text{ m/san}^2$ qəbul etsək , avtomobilin quru asvaltbeton örtüklü yolda, maksimal ləngiməsi $7,5 - 8 \text{ m/san}^2$ həddlərində olacaq. Ani tormozlama zamanı , hansı ki, bu zaman avtomobilin ləngiməsi yüksək hədlərə bərabər olur ; sənişinlərdə xoşagəlməz hallara , tormoz Δ mexanizminin yüksək yeyilmə hallarına rast gəlinir. Ona görə adi iş rejimində tormozlama zamanı ləngimə adətən $1,5 - 2,5 \text{ m/san}^2$ hədlərini keçmir. Əgər tormozlama zamanı φ_x əmsalı dəyişmirsə , onda ləngimə təxminən daimi uzunluq kimi qılır , yəni avtomobilin sürətindən asılı olmur.(şəkil 1)

Tormozlama müddəti .

i_a – ləngiməsinə nisbətən (1) düsturuna əsasən qurulmuş $i_a = f (V_a)$ əyrisinin qrafiki integrasiyasına uyğun olaraq **tormozlama müddətini** təyin etmək olar.

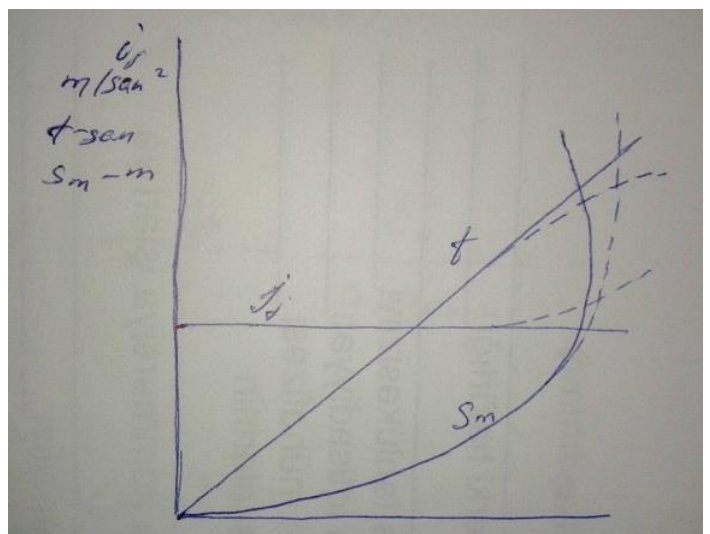
$i_a = f (V_a)$ qrafikindən , ləngiməni bir neçə sürət üçün təyin etsək , hər bir sürət intervalı üçün orta ləngiməni tapa bilərik . Sonra

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta V_1}{3,6 i_{or}} \quad (\text{san}) \quad \text{düsturundan}$$

müxtəlif sürət intervallarında Δt – ni tapırıq ,

Δt – nin qiymətlərinin cəmi, tam tormozlama müddətidir. $f = f (v_a)$ asılılıq qrafiki

(şəkil 1) də göstərilib. Təhlükə momentinin yaranmasından etibarən , avtomobilin dayanma müddətini t_0 təyin etmək üçün (şəkil 2)yə baxaq . t_y müddətində avtomobilin ləngiməsi təxminən $0,5 i_{amax} - a$ bərabər olur. Onda sürət



$$\Delta V_a = \frac{3,6 i_{a \max} t_y}{2} \text{ km/saat } \text{olar.}$$

Deməli V_a' , $i_{a \max}$ ləngiməsinə görə

$$V_a' = V_a - \Delta V_a = V_a - \frac{3,6 i_{a \max} t_y}{2} = V_a - 1,8 i_{a \max} t_y \text{ km/saat.}$$

(şəkil 2)

Əgər avtomobil eyni ləngimə ilə hərəkət edib dayanırsa t_m müddətində V_a sürəti 0 – ra qədər azalır.

$$V_a' = 3,6 i_{a \max} t_m \text{ (km/ saat).}$$

Alınan düsturu t_m müddətinə əsasən həll etsək və V_a sürətini dəyişsək, onda

$$t_m = \frac{V_a'}{3,6 i_{a \max}} = \frac{V_a}{3,6 i_{a \max}} - \frac{t_y}{2} \text{ (san).}$$

Beləliklə dayanma müddəti

$$t_0 = t_p + t_{pr} + t_y + t_m = t_p + t_{pr} + \frac{t_y}{2} + \frac{V_a}{3,6 i_{a \max}} = t_{cəm} + \frac{V_a}{3,6 i_{a \max}} \text{ (san).}$$

haradakı $t_{cəm} = t_p + t_{pr} + \frac{t_y}{2} \text{ (san).}$

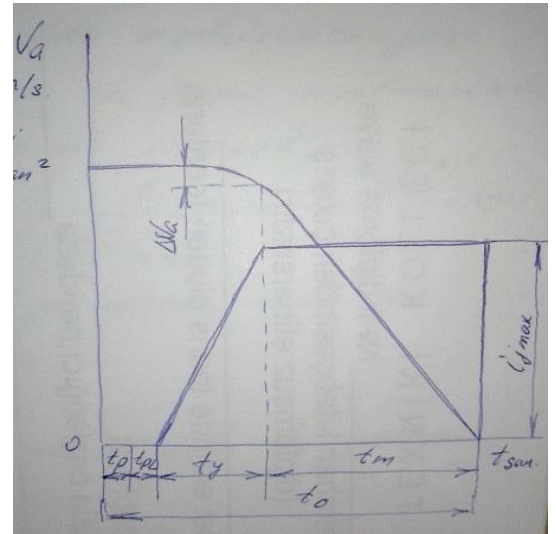
Tormoz yolu .

Tormoz yolunu, $t = f(V_a)$ əyrisinin qrafiki inteqrallaşma yolu ilə təyin edirlər. Hesab edək ki, hər bir sürət intervalında, avtomobil eyni ləngimə ilə hərəkət edir. $t = f(V_a)$ əyrisini bir neçə intervala bölsək, hər sürət intervalında ΔS yolunun dəyişməsi

$$\Delta S = \frac{V_{sr} \Delta t}{3,6} = \frac{V_{sr} \Delta V_a}{13 i_{sr}} \text{ (m) düsturundan təyin edirik.}$$

ΔS yolunun dəyişmələrini cəmləsək, ümumi S_t tormoz yolunu tapırıq. Bu qrafikin təxmini görünüşü (şəkil 1) də, ştrixlərlə göstərilib. Nəzərə alsaq ki, sürətin V_a dan V_a' ə qədər azalması avtomobil $0,5 i_{a \max}$ - ma bərabər ləngimə ilə hərəkət edir. Onda

$$S_y = \frac{V_{sr} \Delta V_a}{13 i_{sr}} = \frac{V_a + V_a'}{2} \cdot \frac{V_a - V_a'}{13} \cdot \frac{1}{0,5 i_{a \max}} = \frac{V_a^2 - (V_a')^2}{13 i_{a \max}} \text{ (m)}$$



Qəfil tormozlama zamanı ləngimə i_{amax} - ma bərabər olarsa , onda S_t

$$S_T = \frac{(V_a')^2}{26i_{amax}} \quad (m) \text{ olar.}$$

Tapılan S_t yolu , avtomobilin maksimal intensivlikdə , t_t tormozlanma müddətində qət etdiyi yoldur. Onda avtomobilin dayanması üçün lazım olan S_0 dayanma yolu

$$S_0 = \frac{V_a(t_p+t_{pr})}{3,6} + \frac{V_a^2}{13i_{amax}} - \frac{(V_a')^2}{26i_{amax}} (m).$$

Alınan dusturda V_a' sürətini əvəz etsək

$$S_0 = \frac{V_a t_{cəm}}{3,6} + \frac{V_a^2}{26i_{amax}} \quad (m).$$

Tormozlanmanın başlanma momentində , tormoz yolunun qiyməti avtomobilin sürət kvadratı ilə düz mütənəsbdir. Ona görə başlanğıc sürəti artıran zaman tormoz yolu xüsusilə artır. Onda S_t – qiymətini belə təyin edirik.

$$S_0 = \frac{V_a}{3,6} t_{cəm} + \frac{V_a^2}{255\varphi_x} (m).$$

Məsələ : Tormozlama yolunu və tormoz müddətini təyin edək . Eləcədə qşulmamış mühərrikdə 80 km/saat sürətlə gələn avtomobilin horizontal quru yolda ($\varphi_x = 0,6$), əmsal $k_d = 1,3$, müddət $t_p = 0,8$ san , $t_{pr} = 0,2$ san və $t_y = 0,5$ san hədlərində minik avtomobillərinin tormozlama zamanı ləngiməsini də təyin etmək olar.

80 km/saat sürətində tormozlama zamanından, dayanmaya qədər olan tormoz yolu

$$S_T = \frac{K_d V_a^2}{255\varphi_x} = \frac{1,3 \cdot 80^2}{255 \cdot 0,6} = 54,3 \quad (m).$$

Dayanma müddəti

$$t_0 = t_p + t_{pr} + \frac{t_y}{2} + \frac{K_d V_a}{35\varphi_x} = 0,8 + 0,2 + \frac{0,5}{2} + \frac{1,3 \cdot 80}{35 \cdot 0,6} = 4,95 \quad (san).$$

Avtomobilin ləngiməsi $\delta \approx 1$ olarsa

$$i_a = \varphi_x \varrho = 0,6 \cdot 9,81 \approx 5,9 \text{ m/san}^2$$

İstifadə olunan ədəbiyyat

- 1)S.K. Gözəlov Avtomobilin Konstruktiv Xüsusiyyətləri.**
- 2)B.F. Namazov “ Avtonəqliyyat vasitələrinin istismar xüsusiyyətləri nəzəriyyəsi” 2004.**