

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI TƏHSİL NAZİRLİYİ
AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ
“AVTOMOBİL TEXNİKASI” KAFEDRASI

NƏQLİYYAT MÜHƏRRİKLƏRİ

MÜHAZİRƏ KONSPEKTİ
Bakalavr təhsil pilləsi

Müəllim: b/m. Qocayev Q.M.

BAKİ-2020

UOT 621.43.01(013)

Elmi redaktor: t.e.d., prof. Z.X.Kərimov – Azərbaycan Texniki Universitetinin
"Avtomobil texnikası" kafedrasının
müdiri, t.e.d., professor.

Rəy verənlər: R.M.Allahverdiyev – Azərbaycan Texniki Universitetinin
"Avtomobil texnikası" kafedrasının dosenti,
texnika elmləri namizədi.
A.Ş.İsmayılov – Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyası “Gəmi
energetik qurğuları” kafedrasının müdiri, texnika
elmləri namizədi.

Q.M.Qocayev. Nəqliyyat mühərrikləri. Mühazirə konspekti. Bakı, 2020, -140 səh.

Mühazirə konspekti İxtisas 050622 – “Yerüstü nəqliyyat vasitələrinin mühəndisliyi” istiqaməti üzrə bakalavr təhsili alan tələbələr üçün tərtib edilmişdir.

Mühazirə konspektində “Nəqliyyat mühərrikləri” fənninin proqramına uyğun olaraq nəqliyyat mühərriklərinin işçi proseslərinin nəzəriyyəsi şərh edilir, mühərrikin dirsək-sürgüqolu mexanizminin kinematikası və dinamikası haqqında yığcam məlumat verilir. Mühazirə konspekti tədris planlarında nəqliyyat mühərrikləri kursu nəzərdə tutulan digər istiqamətlər üzrə bakalavr təhsili alan tələbələr, habelə avtomobilqayırma və nəqliyyatın istismarı sahələrində çalışan mühəndis-texniki işçilər və tədqiqatçılar üçün də faydalı ola bilər.

Mühazirə konspekti “Avtomobil texnikası” kafedrasında tərtib edilmişdir.

© Bakı 2020

MÜNDƏRİCAT

1. Nəqliyyat vasitələrində istifadə edilən istilik mühərrikləri.....	6
1.1. Nəqliyyat mühərriklərinin inkişafı haqqında qısa tarixi məlumat.....	6
1.2. Nəqliyyat mühərriklərinin təsnifatı.....	7
2. Daxili yanma mühərriklərinin quruluşu və iş prinsipi.....	9
2.1. Daxili yanma mühərriklərində ümumi anlayış və təyinatlar.....	9
2.2. Daxili yanma mühərriklərinin ümumi quruluşu.....	10
3. Daxili yanma mühərriklərinin siklləri.....	13
3.1. İdeal sikllər.....	13
3.2. Qarışıq sikl.....	13
3.3. Sabit həcmdə istilik verilən sikl.....	17
3.4. Sabit təzyiqdə istilik verilən sikl.....	17
3.5. İdeal sikllərin müqayisəsi.....	18
3.6. Nəzəri sikllər.....	19
4. Həqiqi sikllər. İkitəktli və dördtektli daxili yanma mühərrikləri.....	20
4.1. İkitəktli qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərin indikator diaqramı və iş prinsipi.....	20
4.2. İkitəktli dizel mühərriklərinin indikator diaqramı və iş prinsipi.....	21
4.3. Dördtektli, qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin indikator diaqramı və iş prinsipi.....	23
4.4. Dördtektli, adi dizel mühərrikinin indikator diaqramı və iş prinsipi.....	24
4.5. Dördtektli üstəlik üfürməli (doldurulmalı) dizel mühərrikinin indikator diaqramı və iş prinsipi.....	25
5. Nəqliyyat mühərriklərində istifadə olunan yanacaqlar.....	27
5.1. Yanacaqlar haqqında qısa məlumat.....	27
5.2. Qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərin yanacaqları.....	27
5.3. Dizel yanacaqları.....	30
5.4. Qaz yanacaqları.....	32
6. Yanıcı və işçi qarışıqlar.....	35
6.1. Hava artıqlıq əmsalı, yanıcı və işçi qarışıqların parametrləri, yanma məhsulları.....	35
6.2. Yanıcı və işçi qarışıqların molekulyar dəyişmə əmsalları.....	38
6.3. Yanıcı və işçi qarışıqların yanma istilikləri.....	39
6.4. Yanıcı qarışığın və yanma məhsullarının istilik tutumu.....	40
7. Sorma (doldurma) prosesi.....	46
7.1. Sorma (doldurma) prosesinin hesabı.....	46
7.2. Ətraf mühitin təzyiq və temperaturu.....	47
7.3. Qalıq qazların təzyiq və temperaturu.....	48
7.4. Sorma (doldurma) prosesinin sonundakı təzyiq.....	49
7.5. Qalıq qazlar əmsalı.....	50
7.6. Sorma (doldurma) prosesinin sonundakı temperatur.....	51
7.7. Doldurma əmsalı.....	52
8. Sıxma prosesi.....	54

8.1. Sıxma prosesinin gedişi və politrop göstəricisinin seçilməsi.....	54
8.2. Sıxma dərəcəsinin seçilməsi.....	57
8.3. Sıxma prosesinin sonunda təzyiq və temperatur.....	59
9. Yanma prosesi. Yanma prosesinin açıq indikator diaqramı üzrə təhlili.....	61
9.1. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinin gedişi və mərhələləri.....	61
9.2. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinə təsir edən amillər...	63
9.3. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə normal yanma prosesinin pozulması halları.....	70
9.4. Dizel mühərriklərində yanma prosesinin gedişi və mərhələləri.....	73
9.5. Dizel mühərriklərində yanma prosesinə təsir edən amillər.....	75
9.6. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün yanma tənliyi.....	77
9.7. Dizel mühərrikləri üçün yanma tənliyi.....	78
9.8. Yanma prosesinin sonundakı təzyiq və temperaturun təyin edilməsi.....	80
10. Genişlənmə prosesi.....	83
10.1. Genişlənmə prosesinin gedişi və politrop göstəricisinin seçilməsi.....	83
10.2. Genişlənmə prosesinin sonunda təzyiq və temperaturun təyini.....	86
11. Xaricətmə prosesi.....	88
11.1. Xaricətmə prosesinin gedişi. Xaricətmə prosesinin sonundakı temperaturun yoxlanması.....	88
11.2. Nəqliyyat mühərriklərinin zəhərliliyinin azaldılması yolları.....	89
12. Mühərrikin indikator parametrləri.....	91
12.1. Mühərrikin indikator təzyiqi.....	91
12.2. Mühərrikin indikator gücü.....	93
12.3. Mühərrikin indikator f.i.ə. və xüsusi indikator yanacaq sərfi.....	99
12.4. Mexaniki itkilər.....	95
13. Mühərrikin effektiv parametrləri.....	97
13.1. Mühərrikin orta effektiv təzyiqi.....	97
13.2. Mexaniki f.i.ə.....	97
13.3. Mühərrikin effektiv gücü.....	98
13.4. Mühərrikin effektiv f.i.ə. və xüsusi effektiv yanacaq sərfi.....	99
14. Mühərrikin əsas konstruktiv ölçülərinin təyini və indikator diaqramının qurulması.....	102
14.1. Mühərrikin əsas konstruktiv ölçülərinin təyin edilməsi.....	102
14.2. Indikator diaqramının qurulması.....	103
15. Mühərrikin istilik balansı.....	108
16. Dirsək-sürgüqolu mexanizminin kinematikasını.....	111
16.1. Dirsək-sürgüqolu mexanizminin növləri, əsas konstruktiv parametrlər və nisbətlər.....	111
16.2. Porşenin yerdəyişməsi, sürəti və təcili.....	116
17. Dirsək-sürgüqolu mexanizmin dinamikası. Dirsək-sürgüqolu mexanizminə təsir edən qüvvə və momentlər.....	124
17.1. Birsilindrli mühərrikin dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvələrin təsnifatı. Qazların təzyiq qüvvəsi və onun dirsəkli valın	

dönmə bucağına görə açılış qrafiki.....	124
17.2. Dirsək sürgüqolu mexanizmin hissələrinin gətirilmiş kütlələri.....	125
17.3. Dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən ətalət qüvvələri.....	128
17.4. Cəm qüvvə. Onların dirsəkli vəlin dönmə bucağından asılılığı.....	129
17.5. Normal və sürgüqolu boyunca təsir edən qüvvələr. Radial və tangensial qüvvələr. Tangensial qüvvənin orta qiymətinin təyin edilməsi.....	130
17.6. Mühərrikin bir silindri üçün burucu (fırladıcı) və aşırıcı momentlər. Cəm burucu moment və onun orta qiyməti.....	136
17.7. Çoxsilindrlı mühərriklərdə cəm burucu (fırladıcı) momentin və onun orta qiymətinin qrafiki və analitik üsullarla təyin edilməsi.....	136

MÜHAZİRƏ 1

Nəqliyyat vasitələrində istifadə edilən istilik mühərrikləri

1.1. Nəqliyyat mühərriklərinin inkişafı haqqında qısa tarixi məlumat

Daxili yanma mühərrikləri ən geniş yayılmış istilik mühərriklərindən hesab olunur. Bu mühərriklərin vəzifəsi yanacağın yanması nəticəsində alınan istilik enerjisini mexaniki enerjiyə çevirməkdir. Ümumiyyətlə, istilik mühərriklərini iki əsas qrupa bölmək olar:

- xarici yanma mühərrikləri. Bu tip mühərriklərə buxar maşınları və turbinləri, Stirlingq mühərrikləri və s. aiddir;

- daxili yanma mühərrikləri. Bu mühərriklərdə yanacağın yandırılması, istiliyin ayrılması və onun bir hissəsinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi birbaşa mühərrikin daxilində baş verir. Bu tip mühərriklərə porşenli mühərriklər, qaz turbinləri və reaktiv mühərriklər aiddir. Lakin qəbul olunmuş terminologiyaya görə DYM dedikdə porşenli mühərriklər başa düşülür. Belə ki, onlar ilk daxili yanma mühərrikləri olmuşlar.

İlk dəfə olaraq qazla işləyən iki taktlı daxili yanma mühərriki 1860-cı ildə fransız mexaniki Lenuar tərəfindən ixtira edilib. Bu mühərrikdə porşen aşağıya doğru hərəkət edərkən silindrə təbii qazla hava qarışığı sorulur və porşenin gedişinin yarısında bu qarışıq qıgılcımla alıqdırılaraq yandırılırdı. Yanma nəticəsində alınan və yüksək enerjiyə malik olan yanma məhsulları porşeni aşağıya doğru, axıra qədər itələyib faydalı iş görürdü. Porşenin əks tərəfə hərəkəti zamanı yanma məhsulları silindrdən xaric olunurdu. Lakin, bu mühərrikin f.i.ə. (3÷5%) o zamankı buxar maşınlarının f.i.ə.-dan az olduğundan geniş yayıla bilmədi.

Qaz mühərriklərində qarışığı alıqdırılmazdan əvvəl sıxmağın vacibliyi təklif edildikdən sonra bu mühərriklər nisbətən geniş tətbiq edilməyə başladı. Bu təklifi fransız mühəndisi Bo-de-Roşa vermiş, alman texniki N.Otto isə həyata keçirmişdir. 1867-70-ci illərdə qazla işləyən dörd taktlı Otto mühərrikləri istehsal edildikdən sonra, onlar öz qənaətliliyi və yığcamlığına görə buxar maşınlarını geridə qoydular. Hazırda nəqliyyat vasitələrində tətbiq edilən porşenli benzin mühərrikləri Otto sikli ilə işləyir və bəzi ölkələrdə Otto mühərrikləri adlanır.

Qazdan yanacaq kimi istifadə olunması DYM-nin nəqliyyatda tətbiqinə mane olurdu. XIX əsrin sonlarında neftdən alınan maye yanacaqların istehsalı mühərriklərin inkişafına güclü təkan verdi. Bu yanacaq ilə işləyən mühərriklər çox yığcam olduğundan nəqliyyat vasitələrində geniş tətbiq tapdı.

Rusiyada benzinlə işləyən ilk karbürətorlu mühərrik 1879-cu ildə dəniz donanmasının kapitanı İ.S.Kostoviç tərəfindən hazırlanmışdır. 1885-ci ildən sonra kerosin və daha ağır yanacaq ilə işləyən mühərriklər kütləvi istehsal edilməyə başlayır.

1892-ci ildə alman mühəndisi R.Dizel mühərriklərdə yanacağın sıxılmış hava ilə alıqdırılması (özülüşmə) ideyasını irəli sürür və 1897-ci ildə bu prinsip ilə işləyən ilk mühərrik yaradır. Kerosinlə işləyən və yanacağı silindrə xüsusi kompressorla sıxılmış hava vasitəsilə verilən bu mühərrik (kompressorlu dizel)

20 a.q. (14.7 kVt) gücə, 172 $dəq^{-1}$ sürətə və $247 \frac{qr}{a.q. \cdot saat} \left(336 \frac{qr}{kVt \cdot saat} \right)$ xüsusi yanacaq sərfinə malik idi. 1899-cu ildə Peterburqda daha qənaətli dizel mühərriki hazırlanır (gücü 20÷26 a.q., sürəti 193 $dəq^{-1}$, xüsusi yanacaq sərfi $221 \frac{qr}{kVt \cdot saat}$).

Bu mühərrik kerosin, solyar yağı və xam neftlə işləyirdi. Dizel mühərriki qənaətli olduğundan özünə daha çox tərəfdar tapır, lakin yanacağın silindrə verilməsindən ötrü lazım olan böyük ölçülü kompressor belə mühərriklərin nəqliyyatda tətbiqini ləngidirdi.

1901-ci ildə rus mühəndisi (sonralar texnika elmləri doktoru, professor) Q.V. Trinkler Rusiyada ilk dəfə yanacağı yüksək təzyiq altında silindrə püskürmək üçün kiçik ölçülü xüsusi nasos və forsunkadan istifadə etməyi təklif etdi (kompressorsuz dizel).

1910-cu ildə məşhur rus ixtiraçısı Y.V.Mamin tərəfindən traktorlarda istifadə etmək üçün özüləşmə ilə işləyən kompressorsuz mühərrik yaradıldı.

Daxili yanma mühərriklərinin konstruksiyalarının təkmilləşdirilməsi sahəsində aparılan elmi-tədqiqat işləri və mühərrikin işçi proseslərinin nəzəriyyəsinin yaradılması onların güc-qənaətlilik göstəricilərinin yüksəldilməsinə və dünya iqtisadiyyatında daha müvəffəqiyyətlə tətbiq olunmalarına səbəb oldu. Rusiyada mühərrikin işçi prosesinin nəzəri əsasları — istilik hesabının klassik üsulu 1906-cı ildə Moskva Ali Texniki Məktəbinin professoru V.İ.Qrinevetski tərəfindən verilmişdir.

Hal-hazırda dünyanın yüzlərlə avtomobil, traktor və motor zavodlarında, elmi-tədqiqat institutlarında və ali məktəblərində mövcud daxili yanma mühərriklərinin təkmilləşdirilməsi və yeni perspektiv mühərriklərin yaradılması sahəsində tədqiqat işləri aparılır.

1.2. Nəqliyyat mühərriklərinin təsnifatı

Avtomobil və traktorlarda istifadə olunan porşenli DYM aşağıdakı əlamətlərinə görə müxtəlif növlərə ayrılır:

1. İşlədilən yanacağın növünə görə:
 - a) yüngül maye yanacaqla (benzin, kerosinlə və qaz kondensatı) işləyən mühərriklərə;
 - b) ağır maye yanacaqla (dizel yanacağı, xam neft, solyar yağı, bitki yağı) işləyən mühərriklərə;
 - c) qaz yanacaqla (təbii, sıxılmış, mayeləşdirilmiş və generator qazı ilə) işləyən mühərriklərə;
 - d) müxtəlif yanacaqlarla işləyən mühərriklərə (çoxyanacaqlı mühərriklər).
2. İşçi siklin həyata keçirilməsinə görə:
 - a) işçi sikli porşenin dörd gedişində və yaxud dirsəkli valın iki tam dövründə yerinə yetirilən mühərriklər (dördtaktlı mühərriklər);
 - b) işçi sikli porşenin iki gedişində və yaxud dirsəkli valın bir tam dövründə yerinə yetirilən mühərriklər (ikitaktlı mühərriklər).

3. Yanıcı qarışıqın hazırlanma üsuluna görə:

a) xarici qarışdırılmalı (karbüratorlu, qaz və yanacağı sorma borusuna püskürülən) mühərriklər;

b) daxili qarışdırılmalı (dizel, yanacağı silindrə püskürülən qığılcımla alışdırılan) mühərriklər.

4. İşçi qarışıqın alışdırılmasına görə:

a) qığılcımla və yaxud məcburi alışdırılmalı mühərriklər (karbüratorlu, benzin püskürməli və qaz mühərrikləri);

b) sıxma nəticəsində özülüşdürülməli mühərriklər (dizel mühərrikləri);

c) forkamer-məşəllə alışdırılmalı mühərriklər. Bu mühərriklərdə işçi qarışıqın bir hissəsi əvvəlcə kiçik həcmli xüsusi yanma kamerində (forkamerdə) qığılcımla alışdırılır, yanma prosesinin sonrakı əsas hissəsi isə forkamerdən məşəl şəklində əsas yanma kamerinə keçən alovun hesabına silindrə baş verir.

5. Silindrlərin sayına və yerləşməsinə görə:

a) bir silindrli, iki silindrli və s. mühərriklər;

b) birsıralı (şaquli və üfüqi) mühərriklər;

c) ikisıralı (V-şəkilli və silindrləri qarşı-qarşıya yerləşən — oppozit) mühərriklər.

d) çoxsıralı (W-şəkilli)

6. Soyutma üsuluna görə:

a) maye ilə soyudulan mühərriklər;

b) hava ilə soyudulan mühərriklər.

Avtomobil və traktorlarda son zamanlar rotorlu mühərriklər də tətbiq olunur. Bunlar iki yerə bölünür:

a) pərli (qazturbinli) mühərriklər;

b) rotor-porşenli, yaxud fırlanan porşenli mühərriklər.

Qazturbinli mühərriklər genişlənmə pillələrinə görə birpilləli, ikipilləli və çoxpilləli; qaz axınının istiqamətinə görə isə radial, aksial və radial-aksial olur. Fırlanan porşenli mühərriklər işçi seksiyalarının sayına görə birrotorlu, ikirotorlu və çoxrotorlu ola bilərlər.

YOXLAMA SUALLAR

1. DYM-nin sənayenin ayrı-ayrı sahələrindəki əhəmiyyəti nədən ibarətdir?

2. İlk qığılcımla alışdırılmalı və dizel mühərrikləri nə vaxt və kimlər tərəfindən yaradılmışdır?

3. İşlətdiyi yanacağa görə DYM-nin hansı növləri var?

4. İşçi siklə görə DYM-nin hansı növləri var?

5. Yanıcı qarışıqın hazırlanma üsuluna görə DYM-nin hansı növləri var?

6. Silindrlərin sayı və yerləşməsinə görə DYM-nin hansı növləri var?

7. Soyutma üsuluna görə DYM-nin hansı növləri var?

8. DYM-nin digər növləri hansılardır?

MÜHAZİRƏ 2

Daxili yanma mühərriklərinin quruluşu və iş prinsipi

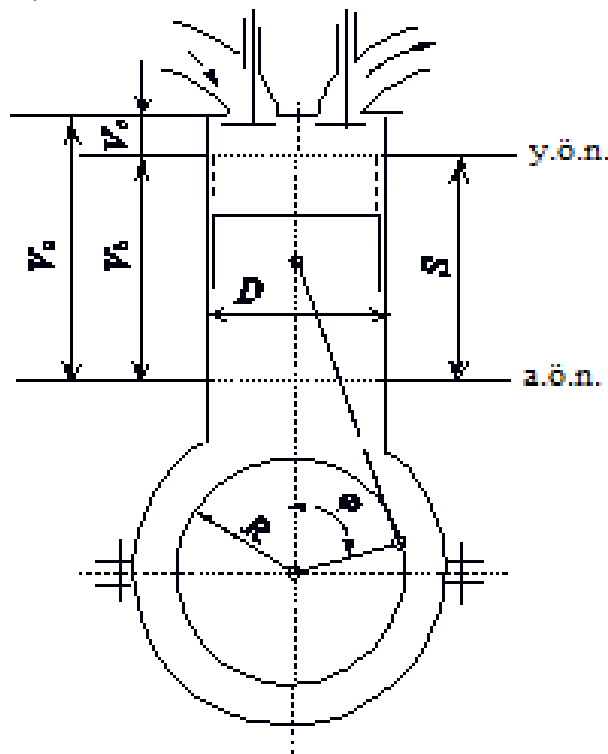
2.1. Daxili yanma mühərriklərində ümumi anlayış və təyinatlar

DYM-də əsas anlayış və təyinatları aydınlaşdırmaq üçün şəkil 2.1-dən istifadə edək.

Porşenin silindrdə hərəkəti zamanı iki kənar (yuxarı və aşağı) vəziyyəti mövcuddur ki, bunlar da şərti olaraq yuxarı və aşağı ölü nöqtələr adlanır. Deməli, *yuxarı ölü nöqtə (Y.Ö.N.)* dedikdə porşenin silindrdə dirsəkli valın oxundan ən uzaqda dayandığı vəziyyəti, *aşağı ölü nöqtə (A.Ö.N.)* dedikdə isə porşenin silindrdə dirsəkli valın oxundan ən yaxında, daha doğrusu, dirsəkli valın oxundan minimum məsafədə dayandığı vəziyyəti başa düşülür. Ölü nöqtələrdə porşenin hərəkət istiqaməti dəyişdiyinə görə onun sürəti sıfıra bərabər olur.

Porşenin silindrdə hərəkəti zamanı onun bir ölü nöqtədən digər ölü nöqtəyə qədər getdiyi yol *porşenin gedişi* adlanır və S ilə işarə olunur. Porşenin gedişi dirsəkli valın yarım dövrünə uyğun gəlir və dirsəkli valın fırlanma radiusunun (R) iki mislinə bərabərdir ($S = 2R$).

Ardıcıl olaraq təkrar olunan proseslərin (sorma, sıxma, yanma, genişlənmə və xaricətmə) cəmi *işçi sikl* və yaxud *işçi proses* adlanır. İşçi sikl və yaxud işçi proses ərzində istilik enerjisi mexaniki enerjiyə çevrilir. Porşenin bir gedişi ərzində baş verən proses *takt* adlanır.



Şəkil 2.1. Dördtaktlı daxili yanma mühərrikinin sxemi.

İşçi sikli porşenin dörd gedişi (taktı) və yaxud dirsəkli valın iki tam dövrü ərzində baş verən mühərriklər *dördtaktlı*, iki gedişi (taktı) və yaxud dirsəkli valın bir tam dövrü ərzində baş verən mühərriklər isə *ikitaktlı* mühərriklər adlanır.

Porşen silindrdə hərəkət etdikdə yuxarı və aşağı ölü nöqtələr arasında yaranan həcm silindrin *işçi həcmi* adlanır və V_h ilə işarə olunur:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \text{ [m}^3\text{]}, \quad (2.1)$$

burada D – silindrin diametri $[m]$, S – porşenin gedişidir $[m]$.

Porşen y.ö.n.-də olduqda silindrin daxilində qalan həcm *yanma kamerinin həcmi* adlanır və V_c ilə işarə olunur.

Porşen a.ö.n.-də olduqda silindrin daxilində qalan həcm silindrin *tam həcmi* adlanır və V_a ilə işarə olunur. Silindrin tam həcmi işçi həcmə yanma kamerinin həcmnin cəminə bərabərdir:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (2.2)$$

Mühərrikin bütün silindrlərinin işçi həcmələrinin cəmi onun *litrajı* adlanır və V_l ilə işarə olunur:

$$V_l = i \cdot V_h, \quad (2.3)$$

burada i – silindrlərin sayıdır.

Silindrin tam həcmnin yanma kamerinin həcminə olan nisbətində mühərrikin *sıxma dərəcəsi* deyilir və ε ilə işarə olunur:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (2.4)$$

Sıxma dərəcəsi porşen hərəkət etdiyi zaman silindrin həcmnin neçə dəfə azaldığını və yaxud da silindrdəki işçi cismin neçə dəfə sıxıldığını göstərir. Müasir karbürətorlu və benzin püskürməli mühərriklərdə sıxma dərəcəsi $\varepsilon = 7 \div 12$, dizel mühərriklərdə isə $\varepsilon = 14 \div 23$ hədlərində dəyişir. Sıxma dərəcəsi mühərrikin güc və qənaətliliyinə təsir göstərən əsas göstəricilərdən biridir. Sıxma dərəcəsinin müəyyən həddədək böyüməsi mühərrikin gücünün də artmasına, yanacaq qənaətliliyinin isə yaxşılaşmasına səbəb olur.

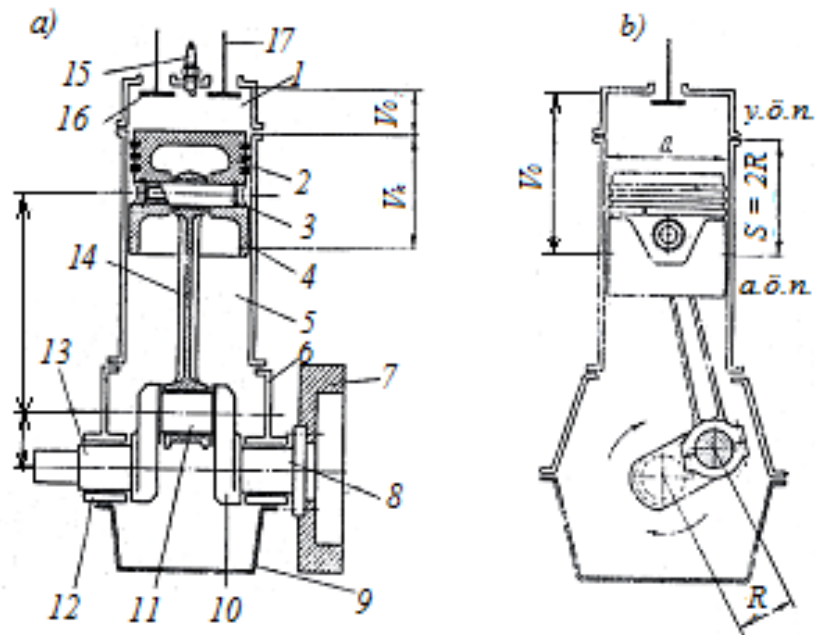
2.2. Daxili yanma mühərriklərinin ümumi quruluşu

Nəqliyyat vasitələrində istifadə olunan porşenli DYM dirsək-sürgüqolu və qazpaylama mexanizmlərindən, soyutma, yağlama, qida, alışdırma və işəsalma sistemlərindən ibarətdir.

Dirsək-sürgüqolu mexanizminin (d.s.m.) vəzifəsi qazların təzyiq qüvvəsini qəbul edərək porşenin irəliləmə hərəkətini dirsəkli valın fırlanma hərəkətinə çevirməkdir. D.s.m. silindrlər blokundan, silindrlər başlığından, porşen və porşen üzüklərindən, porşen barmağından, sürgüqoludan, dirsəkli valdan, nazimçarx və yağ çənbərindən (karter) ibarətdir (şəkil 2.2).

Qazpaylama mexanizminin vəzifəsi mühərrikin silindrinin yanma məhsullarından təmizlənməsini və silindrin yanıcı qarışıq (karbürətorlu və qaz mühərriklərində) və yaxud hava ilə (dizel mühərriklərində) doldurulmasını təmin etməkdir. Qazpaylama mexanizminə xaricətmə və sorma klapanları, yaylar, qazpaylama valı, dişli çarxlar, itələyicilər, qazpaylama mili və çiyinliklər aiddir.

Soyutma sisteminin vəzifəsi mühərrikin qızmış hissələrindən məcburi şəkildə istiliyin alınmasını təmin etməklə onların temperaturunu normal hədlərdə saxlamaqdır.



Şəkil 2.2. Daxili yanma mühərrikinin ümumi quruluşu:

a) uzununa kəsik; b) eninə kəsik; 1-silindrlər başlığı; 2-porşen üzüyü; 3-porşen barmağı; 4-porşen; 5-silindrlər bloku; 6-karter; 7-nazimçarx; 8-dirsəkli val; 9-alt qapaq; 10-dirsəkli valın yanağı; 11-dirsəkli valın sürgüqolu boynu; 12-dayaq boynunun yastığı; 13-dayaq boynu; 14-sürgüqolu; 15-alışdırma şamı; 16-sorma klapanı; 17-xaricetmə klapanı.

Soyutma sistemləri istilik daşıyıcısının növünə görə maye və hava ilə soyutmalı olurlar. Mayeli soyutma sistemində istilik daşıyıcısı kimi mayedən, hava ilə soyutma sistemində isə havadan istifadə edilir. Mayeli soyutma sisteminə su nasosu, radiator, hava pəri, su köynəkləri və termostat, hava ilə soyutma sisteminə isə hava pəri, silindr və silindr başlığında hazırlanan qabırğalar və yönəldicilər daxildir.

Yağlama sistemi mühərrikin hərəkətdə olan və sürtünən hissələrinə fasiləsiz olaraq yağ verilməsinə xidmət edir. Yağlama sisteminə yağ nasosu, yağ süzgəcləri, yağ boruları və yağ radiatoru aiddir.

Qida sisteminin vəzifəsi yanıcı qarışığın hazırlanmasını və silindrə lazımı keyfiyyətdə yanıcı qarışığın verilməsini (karbüratorlu, yanacağı sorma borusuna püskürməli və qaz mühərriklərində) və yaxud tələb olunan anda silindrə müəyyən miqdarda yanacaq dozasının toz halında püskürülməsini təmin etməkdir (dizel və silindrə benzin püskürülən qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər). Karbüratorlu mühərrikin qida sisteminə yanacaq çəni, yanacaq boruları, yanacaq süzgəcləri, benzin nasosu, hava süzgəci və karbürator daxildir. Dizel mühərrikinin qida sisteminə isə yanacaq çəni, yanacaq süzgəcləri, aşağı və yüksək təzyiq yanacaq boruları, aşağı və yüksək təzyiqli yanacaq nasosları, hava süzgəci və dizel injektorları aiddir.

Alışdırma sistemi məcburi alışdırılmalı karbüratorlu, qaz və benzin püskürməli mühərriklərdə tətbiq olunur. *Alışdırma sisteminin* vəzifəsi yüksək gərginlikli

elektrik cərəyanının təsiri nəticəsində elektrik şamının elektrodları arasında yaranan elektrik qıçılıcımının köməyi ilə yanıcı qarışıqın alışdırılmasını təmin etməkdir. Alışdırma sisteminə akkumulyator batareyası, generator, alışdırma dolağı, alışdırma şamları, qırıcı-paylayıcı və naqillər daxildir.

İşəsalma sisteminin vəzifəsi mühərriki tez və etibarlı işə salmaqdır. Bu sistemə közərmə şamı, ötürmə mexanizmi olan kiçik ölçülü benzin mühərriki (traktor dizellərində) və yaxud elektrik starteri, akkumulyator batareyası və birləşdirici naqillər daxildir.

YOXLAMA SUALLAR

1. Porşenin gedişi nədir və onunla dirsəkli valın radiusu arasında hansı əlaqə var?
2. Ölü nöqtə nə deməkdir?
3. Takt və işçi sikl nə deməkdir? 2 və 4-taktlı mühərriklərin fərqi nədən ibarətdir?
4. DYM-nin işçi həcmi nəyə deyilir və onun düsturu necədir?
5. DYM-nin yanma kamerinin həcmi nə deməkdir?
6. DYM-nin tam həcmi nəyə deyilir və onun düsturu necədir?
7. DYM-nin sıxma dərəcəsi nəyə deyilir və onun düsturu necədir?
8. DYM-də hansı mexanizmlər var və onların vəzifəsi nədir?
9. DYM-də hansı sistemlər olur və onların vəzifəsi nədir?

MÜHAZİRƏ 3

Daxili yanma mühərriklərinin ideal və nəzəri siklləri

Mühərrik işləyən zaman baş verən işçi sikl real və yaxud həqiqi sikl adlanır. Real sikldə silindrdə baş verən hadisələr çox mürəkkəbdir və onların öyrənilməsi olduqca çətindir. Odur ki, ayrı-ayrı amillərin mühərrikin işinə təsirini aydınlaşdırmaq üçün prosesləri ən sadə şəkildə təsvir edərək tədricən həqiqi şəkllə yaxınlaşdırmaq məqsədəuyğundur. Mühərrikin silindrində istilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi prosesinin bu cür sadələşdirilməsi nəticəsində real sikllər ideal sikllərə çevrilir. Beləliklə, daxili yanma mühərrikinin ideal sikli termodinamikanın ikinci qanununa müvafiq olaraq, soyuq mənbəyə verilən istilikdən başqa enerji itkiləri olmayan qapalı, dönən və periodik sikldir. Nəzəri sikl ideal və real sikllər arasında aralıq yer tutur və real sikl daha yaxındır. Beləliklə, nəqliyyat mühərriklərinin silindrində baş verən həqiqi prosesləri öyrənmək üçün əvvəlcə, qısaca da olsa, ideal və nəzəri siklləri nəzərdən keçirək.

3.1. İdeal sikllər

İdeal sikllərin bütün prosesləri sırf termodinamik proseslərdir və onların həyata keçirilməsi yalnız xəyalən mümkündür. Bu siklin real sikldən fərqli aşağıdakı xüsusiyyətləri vardır:

1. İstilik enerjisinin mexaniki enerjiyə çevrilməsi qapalı həcmdə dəyişilməyən eyni bir işçi cisimlə həyata keçirilir;
2. İşçi cisim tərkibi və istilik tutumu sabit qalan ideal qazdır;
3. İstilik işçi cismə kənar mənbədən yalnız sabit həcmdə və ya sabit təzyiqdə verilir;
4. Sıxma və genişlənmə prosesləri adiabat göstəriciləri eyni və sabit olan adiabatik proseslərdir. Yəni, bu proseslər ərzində ətraf mühitlə heç bir istilik mübadiləsi baş vermir;
5. İdeal sikldə sabit həcmdə soyuq mənbəyə verilən istilikdən başqa heç bir istilik itkisi yoxdur.

İdeal termodinamik sikl nöqtəyi nəzərindən bütün DYM-lər aşağıdakı üç sikldən biri üzrə işləyir:

1. İşçi cismə sabit həcmdə istilik verilən sikl ($V = const$);
2. İşçi cismə sabit təzyiqdə istilik verilən sikl ($P = const$);
3. İşçi cismə istilik qismən sabit həcmdə, qismən də sabit təzyiqdə verilən sikl və yaxud qarışıq sikl ($V = const$ və $P = const$).

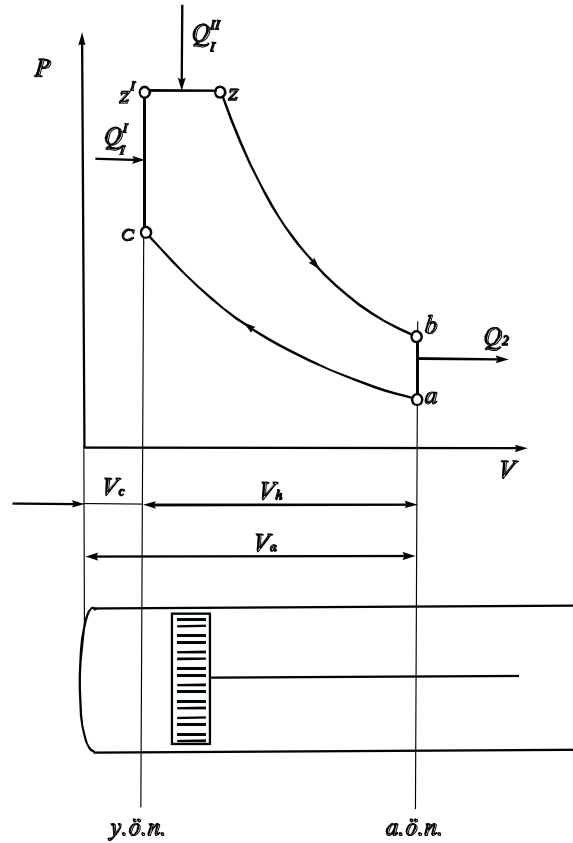
Sonuncu sikl ümumi xassələrə malik olduğundan əvvəlki iki siklə onun xüsusi halı kimi baxıla bilər. Ona görə də əvvəlcə qarışıq sikli nəzərdən keçirək.

3.2. Qarışıq sikl

Şəkil 3.1-də qarışıq ideal sikl göstərilmişdir. Siklin başlanğıcında mühərrikin silindrindəki işçi cismin halı a nöqtəsinin parametrləri ilə xarakterizə edilir. Şəkildən görüldüyü kimi sikl ac – adiabatik sıxılma, cz' – sabit həcmdə istiliyin verilməsi, $z'z$ – sabit təzyiqdə istiliyin verilməsi, zb – adiabatik genişlənmə və ba – sabit həcmdə istiliyin alınması proseslərindən ibarətdir. Sikl ac – adiabatik sıxılma

prosesi ilə başlanır. Bu zaman porşen sol kənar vəziyyətə çatdıqda sabit həcmdə işçi cismə Q_1' istiliyi verilir; sonra porşen sağ tərəfə — a.ö.n.-ə doğru hərəkət etməyə başlayır və bu andan sabit təzyiqdə işçi cismə istiliyin ikinci hissəsi — Q_1'' verilir. z nöqtəsində istiliyin verilməsi qurtarır. Porşenin sağa sonrakı hərəkəti zamanı işçi cisim adiabatik genişlənir. b nöqtəsində porşen sağ kənar vəziyyətə, yaxud a.ö.n.-ə çatır və genişlənmə qurtarır. Bu vəziyyətdə sabit həcmdə işçi cisimdən soyuq mənbəyə Q_2 istiliyi verilir və bu yolla işçi cisim başlanğıc hala qaytarılır. Porşenin sola doğru sonrakı hərəkəti ilə siklin təkrarı başlanır.

Sikllər qənaətliliyi və işgörmə qabiliyyətlərinə görə xarakterizə edilir. Siklin qənaətliliyi onun termodinamik faydalı iş əmsalı (f.i.ə.), işgörmə qabiliyyəti isə orta təzyiqlə müəyyən edilir. Termodinamik f.i.ə. böyük olduqca siklə sərf edilən istilikdən daha qənaətlə istifadə olunur. Siklin orta təzyiqi böyük olduqda isə mühərrikin işgörmə qabiliyyəti yüksəlir, yəni eyni ölçülü mühərrikdə daha çox güc əldə etmək olur.



Şəkil 3.1. Qarışıq sikl.

Məlum olduğu kimi, siklin termodinamik f.i.ə. (η_t) mexaniki işə çevrilən istilik miqdarının işçi cismə verilən ümumi istilik miqdarına nisbəti ilə təyin edilir:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (3.1)$$

burada: Q_1 – işçi cismə verilən istilik;

Q_2 – işçi cisimdən soyuq mənbəyə qaytarılan istiliktir.

İdeal sikldə istilik itkiləri olmadığından, mexaniki işə çevrilən istilik $Q_1 - Q_2$ fərfinə bərabərdir.

Qarışıq sikl üçün işçi cismə verilən istilik sabit həcm və təzyiqdə verilən istiliklərin (Q'_1 və Q''_1) cəmi kimi tapılmalıdır. Onda bu sikl üçün f.i.ə.-nin ifadəsi aşağıdakı kimi olar:

$$\eta_t = \frac{Q'_1 + Q''_1 - Q_2}{Q'_1 + Q''_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1}. \quad (3.2)$$

(3.2) tənliyində istilik miqdarlarının temperatur və istilik tutumları ilə ifadə olunan qiymətlərini yerinə yazıb müəyyən riyazi çevirmələr və əvəzləmələr aparsaq qarışıq siklin termodinamik f.i.ə. üçün aşağıdakı düsturu alırıq:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (3.3)$$

burada: $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – sıxma dərəcəsi; $k = \frac{mc_p}{mc_v}$ – adiabat göstəricisi; $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – təzyiqin

yüksəlmə dərəcəsi; $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – həcmnin qabaqcadan genişlənmə dərəcəsidir.

(3.3) düsturunda ε – sıxma prosesində işçi cismin həcmnin başlanğıc həcmə nisbətən neçə dəfə azaldığını, λ – istilikvermənin birinci mərhələsində işçi cismin təzyiqinin artmasını, ρ isə istilikvermənin ikinci mərhələsində baş verən əvvəlcədən genişlənməni xarakterizə edir. Beləliklə, qarışıq siklin termodinamik f.i.ə. mühərrikin sıxma dərəcəsi, istiliyin verilmə üsulundan, işçi cismin tərkibindən və fiziki xassələrindən asılıdır. Adiabat göstəricisinin sabit qiymətində sıxma dərəcəsinin artması termodinamik f.i.ə.-nin artmasına səbəb olur. Bu onunla

izah edilir ki, sıxma dərəcəsi artdıqda sonradan genişlənmə dərəcəsi $\left(\delta = \frac{V_b}{V_z} \right)$

böyüyür, genişlənmənin sonunda işçi cismin temperaturu aşağı düşür və soyuq mənbəyə qaytarılan istilik (Q_2) azalır. Deməli, verilən istilikdən istifadə dərəcəsi artır. Lakin, onu da qeyd etmək lazımdır ki, sıxma dərəcəsinin $\varepsilon = 10 \div 12$ hədlərindən böyük qiymətlərində siklin termodinamik f.i.ə.-nin artma intensivliyi azalır. Buna səbəb $\varepsilon > 12$ olduqda sıxma işinin artma intensivliyinin böyüməsidir.

Siklin işgörmə qabiliyyətini nəzərdən keçirək. Termodinamika kursundan məlumdur ki, P - V sistemində qapalı proseslərin işi proses konturunun sahəsi ilə ölçülür. Siklin orta təzyiqi isə mexaniki işə çevrilən istiliyin işçi həcmə nisbəti kimi təyin edilir. Onda siklin orta təzyiqi üçün aşağıdakı düsturu yazmaq olar:

$$P_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{L_s}{V_a - V_c}, \quad (3.4)$$

burada L_s – sikl ərzində görülən faydalı işdir.

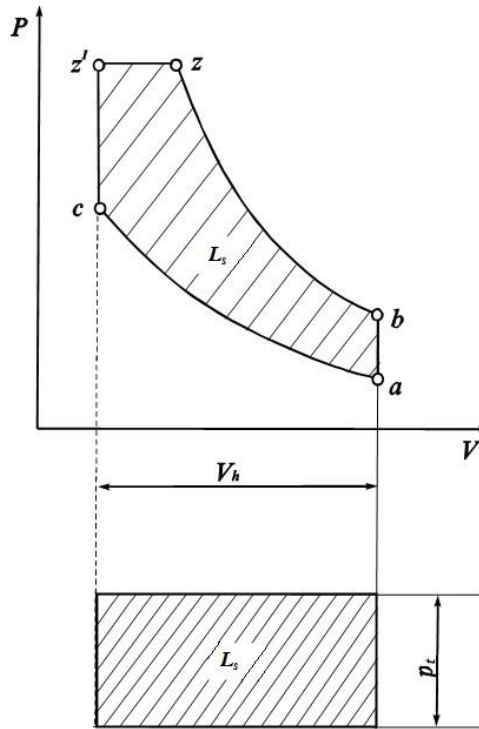
Qarışıq sikl üçün:

$$P_t = \frac{Q_1' + Q_1'' - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{L_s}{V_a - V_c}. \quad (3.5)$$

Burada da siklin işini sahə ilə əvəz edib bəzi riyazi çevirmələr aparsaq siklin orta təzyiqini hesablamaq üçün aşağıdakı ifadəni alarıq:

$$P_t = P_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \right], \quad (3.6)$$

burada $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ – həcmın sonradan genişlənmə dərəcəsidir.



Şəkil 3.2. Qarışıq siklin orta təzyiqinin həndəsi təsviri.

Şəkil 3.2-də siklin orta təzyiqinin həndəsi təsviri verilmişdir. Göründüyü kimi siklin orta təzyiqi, sahəsi sikl konturunun sahəsinə bərabər və oturacağı V_h olan düzbucaqlının hündürlüyü ilə ölçülür. Ona görə də, yuxarıda deyildiyi kimi, orta təzyiqin işçi həcmə hasilı siklin işini verir.

(3.6) düsturundan göründüyü kimi siklin orta təzyiqi də mühərrikin sıxma dərəcəsi (ε) , istilikvermə üsulunun xarakterindən (λ, ρ, δ) , işçi ismin tərkibi və xassələrindən (k) , o cümlədən siklin başlanğıc təzyiqindən (P_a) asılıdır.

Qeyd etmək lazımdır ki, siklin orta təzyiqi sıxma dərəcəsinin böyüməsi ilə əvvəlcə artır, lakin $\varepsilon > 12$ qiymətlərində isə azalır. Bu onunla izah edilir ki, sıxma dərəcəsinin müəyyən hədlərinə qədər sıxma prosesinin işi genişlənmə prosesinin işinə nisbətən az intensivliklə artır, $\varepsilon > 12$ olduqda isə sıxma işinin artma intensivliyi üstünlük təşkil edir və nəticədə siklin işgörmə qabiliyyəti, daha doğrusu, siklin orta təzyiqi azalır.

3.3. Sabit həcmdə istilik verilən sikl

Sabit həcmdə ($V = const$) istilik verilən sikl şəkil 3.3-də göstərilmişdir. Sikl ac – adiabatik sıxılma, cz – sabit həcmdə ($V = const$) istilik verilmə, zb – adiabatik genişlənmə və ba – sabit həcmdə istilik alınma proseslərindən ibarətdir.

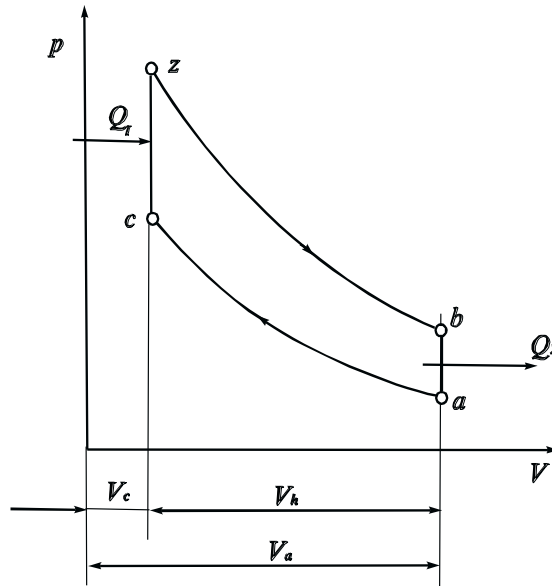
Bu sikldə istilik ancaq bir mərhələdə verilir. Buna qarışıq siklin xüsusi halı kimi ($Q_1'' = 0$) baxmaq olar. Ona görə də siklin termodinamik ifadələrini uyğun olaraq (3.3) və (3.6) düsturlarında $\rho = 1$ və $\delta = \varepsilon$ olduğunu qəbul etməklə almaq olar.

Onda:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (3.7)$$

$$P_t = P_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} (\lambda - 1) \cdot \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \quad (3.8)$$

(3.7) və (3.8) düsturlarından görüldüyü kimi, istiliyi sabit həcmdə verilən siklin termodinamik f.i.ə. yalnız sıxma dərəcəsi və adiabat göstəricisindən, orta təzyiqi isə başlanğıc təzyiq, sıxma dərəcəsi, təzyiqin yüksəlmə dərəcəsi və adiabat göstəricisindən asılıdır.



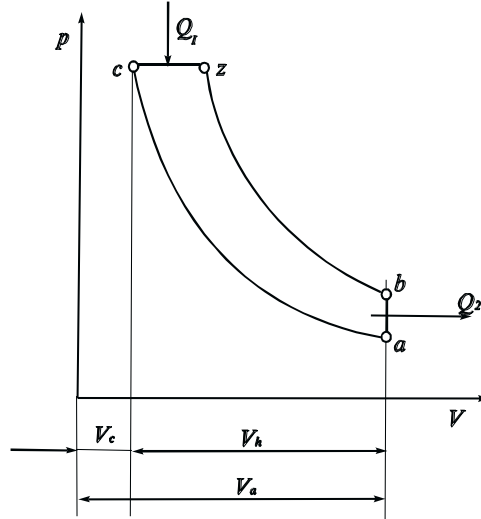
Şəkil 3.3. Sabit həmdə istilik verilən sikl.

Verilən istilik və adiabat göstəricisi sabit qaldıqda sıxma dərəcəsinin artması siklin həm f.i.ə.-nın, həm də orta təzyiqinin artmasına səbəb olur. Siklin başlanğıc təzyiqi (P_a) isə siklin f.i.ə.-na təsir göstərməsə də, onun artması nəticəsində orta təzyiq də artır.

3.4. Sabit təzyiqdə istilik verilən sikl

Şəkil 3.4-da istilik sabit təzyiqdə verilən siklin diaqramı verilmişdir. Sikl ac – adiabatik sıxılma, cz – sabit təzyiqdə ($P = const$) istilik verilmə, zb – adiabatik genişlənmə və ba – sabit həcmdə istilik alınma proseslərindən ibarətdir. Sikl qarışıq

siklin digər xüsusi halı kimi nəzərdən keçirilə bilər ($Q_1' = 0$). Bu halın xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, istilik verilməsi təzyiqin yüksəlməsinə səbəb olmur, yəni, $\lambda = 1$ olaraq qalır. Ona görə də siklin termodinamik f.i.ə. və orta təzyiqi (3.3) və (3.6) düsturlarında $\lambda = 1$ yazmaqla alınan aşağıdakı ifadələrlə təyin edilə bilər:



Şəkil 3.4. Sabit təzyiqdə istilik verilən sikl.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}, \quad (3.9)$$

$$P_t = P_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \left[\rho - 1 + \frac{\rho}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \right]. \quad (3.10)$$

(3.9) və (3.10) düsturlarından görünür ki, sabit təzyiqdə istilik verilən siklin termodinamik f.i.ə. sıxma dərəcəsi, qabaqcadan genişlənmə dərəcəsi və adiabat göstəricisindən, orta təzyiqi isə həmin parametrlərdən başqa həm də siklin başlanğıc təzyiqindən və sonradan genişlənmə dərəcəsinə asılıdır. Sıxma dərəcəsinin artması siklin hər iki əsas göstəricisinin yüksəlməsinə səbəb olur.

3.5. İdeal sikllərin müqayisəsi

İdeal sikllərin termodinamik f.i.ə və orta təzyiqi üçün nəzərdən keçirilən düsturların köməyi ilə onların bir-birinə nəzərən üstünlüyünü də aşkar etmək olar. Müxtəlif hesablamalar apararaq alınmış nəticələri təhlil edərək müəyyən edilmişdir ki, eyni sıxma dərəcəsi və istilik verilişində ən yüksək f.i.ə. və orta təzyiq istiliyin hamısı sabit həcmdə verildiyi zaman alınır. Beləliklə, istiliyin verilməsi sabit həcmdə aparılan sikl ən əlverişli, istilik verilməsi sabit təzyiqdə aparılan sikl isə ən aşağı göstəricilərə malik sikldir. Qarışıq sikl bu iki siklə görə aralıq yer tutur.

Məlum olduğu kimi, mövcud real mühərriklər arasında qarışıq sikl üzrə işləyən dizel mühərriklərinin f.i.ə. sabit həcmdə istilik verilən sikl üzrə işləyən karbürətorlu

mühərriklərindən yüksəkdir. Buna səbəb karbüratorlu mühərriklərin sıxma dərəcəsinin aşağı olmasıdır.

3.6. Nəzəri sikllər

Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, nəzəri sikl idealdan real siklə yaxınlaşma pilləsi rolunu oynayır. Bu sikl açıq, dönməyən, periodik sikldir. İdeal sikllər əsasında təsəvvür olunan nəzəri sikllər də aşağıdakı adları daşıyır: a) yanma prosesi sabit həcmdə gedən sikl, yaxud sürətli yanma sikli; b) yanma prosesi sabit təzyiqdə gedən sikl, yaxud tədrici yanma sikli; c) qarışıq sikl.

Nəzəri sikllərin əsas xüsusiyyətləri aşağıdakılardır:

1. İşçi cisim real qaz qarışığından ibarət olub, tərkibi və istilik tutumu dəyişəndir.

2. Yanacaq tam yanır. Şərti olaraq hesab edilir ki, yanma ya sabit həcmdə, ya sabit təzyiqdə, ya da qismən sabit həcmdə və qismən də sabit təzyiqdə gedir.

3. Sıxma və genişlənmə prosesləri adiabatikdir və bu proseslər vaxtı işçi cismin miqdarı dəyişmir (qaz sızmaları nəzərə alınmır).

4. Silindrə təzə işçi cisim xüsusi doldurma prosesi vasitəsilə verilir. Doldurma sabit atmosfer təzyiqində gedir.

5. İstiliyin soyuq mənbəyə verilməsi prosesi genişlənmənin sonunda işlənmiş qazların atmosferə buraxılması ilə əvəz olunur.

İstiliyin soyuq mənbəyə qaytarılması prosesinin sonunda silindrin bütün həcmi tutan və siklin başlanğıc hal parametrlərinə malik olan işlənmiş qazların qalan hissəsi, porşenin a.ö.n.-dən y.ö.n.-ə qədər hərəkəti vasitəsi ilə yerinə yetirilən xaricətmə prosesi nəticəsində silindrdən kənar olunur. Bu proses də doldurma prosesi kimi sabit atmosfer təzyiqində gedir. Deməli, həqiqi sikldən fərqli olaraq, nəzəri sikldə doldurma və xaricətmə prosesləri qazodinamik müqavimətlərin olmadığı şəraitdə gedir.

YOXLAMA SUALLAR

1. DYM-nin ideal siklləri hansılardır?
2. Qarışıq ideal sikl necə baş verir? Onun termodinamik f.i.ə. və orta təzyiqi hansı düsturlarla təyin olunur?
3. İstiliyi sabit həcmdə verilən ideal sikl necə baş verir? Onun termodinamik f.i.ə. və orta təzyiqi hansı düsturlarla təyin olunur?
4. İstiliyi sabit təzyiqdə verilən ideal sikl necə baş verir? Onun termodinamik f.i.ə. və orta təzyiqi hansı düsturlarla təyin olunur?
5. DYM-nin ideal siklləri necə müqayisə olunur?
6. DYM-nin nəzəri siklləri və onların fərqli xüsusiyyətləri hansılardır?

MÜHAZİRƏ 4

Həqiqi sikllər. İkitaklı və dördtaklı daxili yanma mühərrikləri

4.1. İkitaklı qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin indikator diaqramı və iş prinsipi

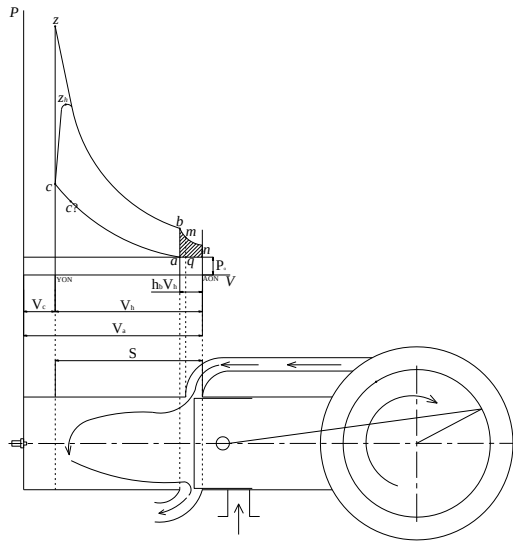
İkitaklı mühərrikdə iş sikli porşenin iki gedişində və ya dirsəkli valın bir tam dövründə başa gəlir. Sıxma, yanma və genişlənmə prosesləri dördtaklı mühərrikdəki kimidir. Silindrin işlənmiş qazlardan təmizlənməsi və yeni yanıcı qarışıqla doldurulması prosesləri, porşenin AÖN yaxınlığında hərəkətinin bir hissəsindən istifadə edilərək icra olunur. İki taktdan biri *sıxma*, ikincisi isə *iş taktı* adlanır. İş taktının sonuna yaxın, porşen xaricətmə pəncərəsini açır (*b* nöqtəsi) və işlənmiş qazlar atmosfərə xaric olunmağa başlayır. Porşenin həmin istiqamətdə bir qədər hərəkətindən sonra üfurmə pəncərəsi açılır. (*m* nöqtəsi) və bu pəncərə vasitəsi ilə karterdən üfurmə kanalına porşen tərəfindən sıxışdırılan yeni yanıcı qarışıq (birbaşa benzin püskürməli mühərriklərdə hava) silindrə daxil olmağa başlayır (şəkil 4.1, 4.2). Porşen AÖN-də olduqda həm xaricətmə, həm də üfurmə pəncərələri tam açıq vəziyyətdə olur. Porşenin YÖN-yə hərəkəti zamanı da silindrə yeni yanıcı qarışıq (havanın) daxil olması və işlənmiş qazların xaric olması davam edir. Porşenin müəyyən vəziyyətlərində əvvəlcə üfurmə (*q* nöqtəsi), sonra isə xaricətmə (*a* nöqtəsi) pəncərələri bağlanır. Bundan sonra sıxma prosesi başlanır və sikl təkrar olur.

Xaricətmə pəncərəsinin açılma anı elə seçilir ki, üfurmə pəncərəsi açılan ana qədər silindrdəki təzyiq mühərrikin yağ çənbərində sıxılmış yeni yanıcı qarışıqın təzyiqindən az olsun. Əks halda qarışıqın (havanın) silindrə üfürülməsi mümkün olmaz.

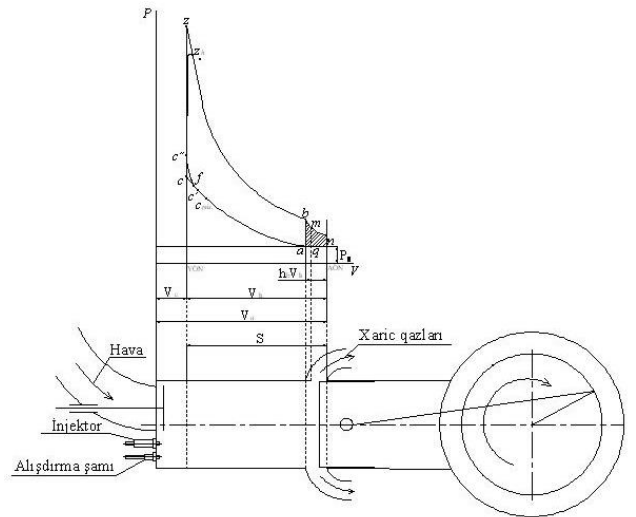
Beləliklə, indikator diaqramının *bmnqa* məntəqəsi xaricətmə, *mnq* məntəqəsi isə üfurmə proseslərinə müvafiqdir. Deməli, porşenin gedişinin $S \cdot h_b$ hissəsi xaricətmə və üfurmə prosesləri üçün istifadə olunur. Burada S – porşenin gedişi, h_b isə gediş və ya işçi həcmi xaricətmə prosesi üçün istifadə olunan hissəsidir.

Porşen YÖN-yə hərəkət etdikdə silindrdə sıxma, yağ çənbərində isə genişlənmə baş verir. Çənbərdəki seyrəklikdən yeni yanıcı qarışıq (hava) hazırlamaq və onu çənbərə doldurmaq üçün istifadə olunur. Porşen YÖN-yə gedərkən doldurma pəncərəsini açır (yağ çənbəri tərəfə). Bu vaxt doldurma borusunda yerləşdirilmiş karbüratorda hazırlanan yanıcı qarışıq (atmosfera sorulan hava) mühərrikin çənbərinə sorulur.

Porşen YÖN-dən AÖN-yə hərəkət edərkən silindrdə genişlənmə (iş), yağ çənbərində isə sıxma prosesi gedir. Bu vaxt doldurma pəncərəsi bağlanır və çənbərdə sıxılan qarışıq (hava) üfurmə kanalı vasitəsi ilə silindrə doldurulur. Belə üfurmə üsuluna *dirsək-kamer* üfürməsi deyilir.



Şəkil 4.1. Karbüratorlu qığılcımla alışdırma lı ikitak tlı m u h e r r i k i n s x e m i v e i n d i k a t o r d i a q r a m ı.

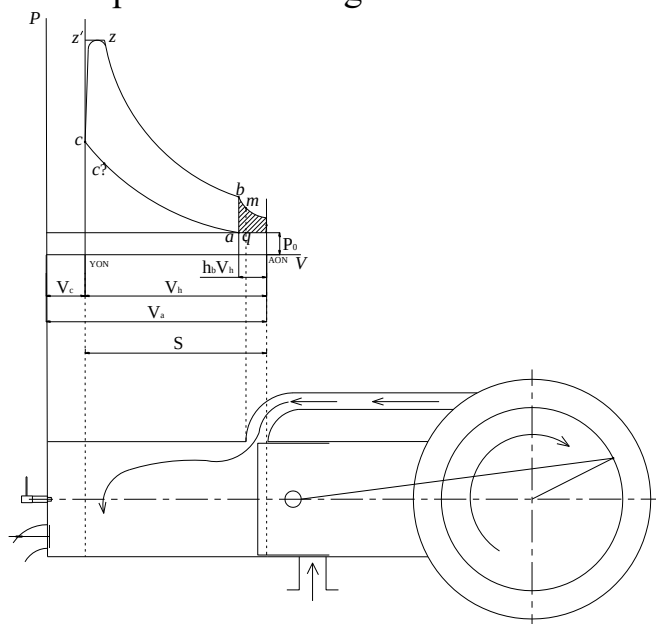


Şəkil 4.2. Silindr e b i r b a ş a b e n z i n p ü s k ü r m e l i q ı g ı l c ı m l a a l ı ş d ı r m a l ı i k i t a k t l ı m u h e r r i k i n s x e m i v e i n d i k a t o r d i a q r a m ı.

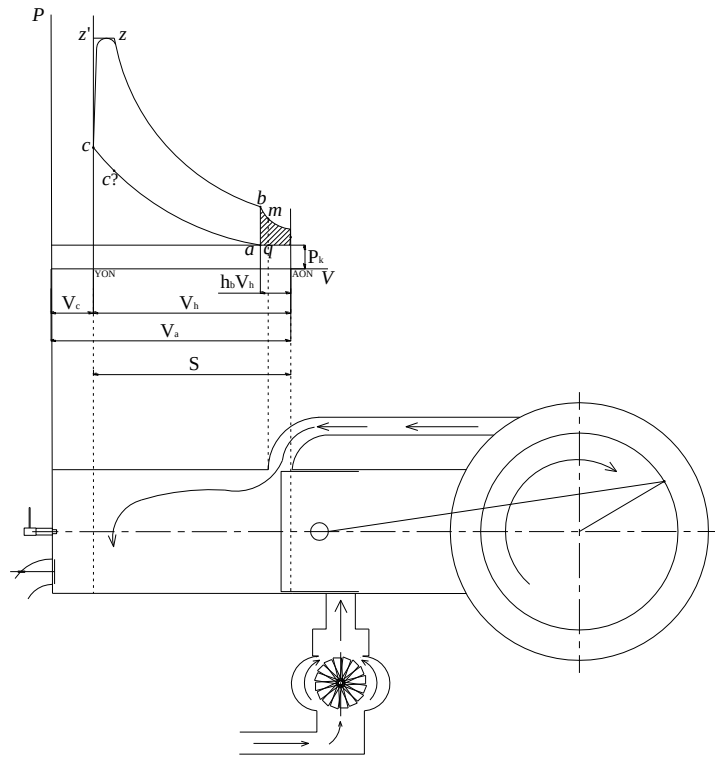
4.2. İkitak tlı d i z e l m u h e r r i k i n i n i n d i k a t o r d i a q r a m ı v e i ş p r i n s i p i

Şəkil 4.3-də adi ikitak tlı, şəkil 4.4-də isə üstəlik üf ü r m e l i (doldurmalı) ikitak tlı d i z e l m u h e r r i k i n i n s x e m i v e i n d i k a t o r d i a q r a m ı v e r i l m i ş d i r . İ n d i k a t o r d i a q r a m ı n d a n g ö r ü n d ü y ü k i m i , s i k l x a r i c e t m e v e d o l d u r m a p r o s e s l e r i n d e n b a ş q a b ü t ü n p r o s e s l e r i n e g ö r e d ö r d t a k t l ı m u h e r r i k i n s i k l i k i m i d i r .

Doldurma v e x a r i c e t m e p r o s e s l e r i n i n g e d i ş x a r a k t e r i isə ikitak tlı q ı g ı l c ı m l a a l ı ş d ı r m a l ı m u h e r r i k d e k i n e o x ş a r d ı r . Ü s t ə l i k d o l d u r m a n e t i c ə s i n d e d i a q r a m a t m o s f e r x ə t t i n d e n (P_0) y u x a r ı d a y e r l ə ş m i ş d i r . L a k i n ş ə k i l d e n g ö r ü n d ü y ü k i m i , b u r a d a d o l d u r m a ü ç ü n x ü s u s i ü f ü r m e n a s o s u n d a n i s t i f a d e o l u n u r . Ü f ü r m e p ə n c ə r ə l e r , x a r i c e t m e isə k l a p a n v a s i t ə s i i l e g e d i r .



Şəkil 4.3. İkitak tlı a d i d i z e l m u h e r r i k i n i n s x e m i v e i n d i k a t o r d i a q r a m ı.



Şəkil 4.4. Üstəlik üfürməli (doldurmalı) ikitəktli dizel mühərrikinin sxemi və indikator diaqramı.

İkitəktli mühərriklərdə porşen gedişinin bir hissəsi üfürmə-xaricətmə proseslərinin icrası üçün istifadə olunduğundan, sıxma dərəcəsi anlayışı başqa şəkil alır, sıxma a nöqtəsindən başlayır (şəkil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4). Odur ki, *həqiqi sıxma dərəcəsi* ikitəktli mühərriklərdə dördtektli mühərriklərdə olduğu kimi aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (4.1)$$

Lakin siklin göstəricilərindən mühərrikin göstəricilərinə keçmək üçün parametrləri porşenin gedişi ilə əlaqələndirmək lazım olduqda, *həndəsi sıxma dərəcəsi*ndən istifadə olunur və aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\varepsilon_h = \frac{V_h - h_b V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h(1 - h_b)}{V_c} + 1. \quad (4.2)$$

Həqiqi sıxma dərəcəsi ilə həndəsi sıxma dərəcəsi arasında qarşılıqlı əlaqə düsturları vardır:

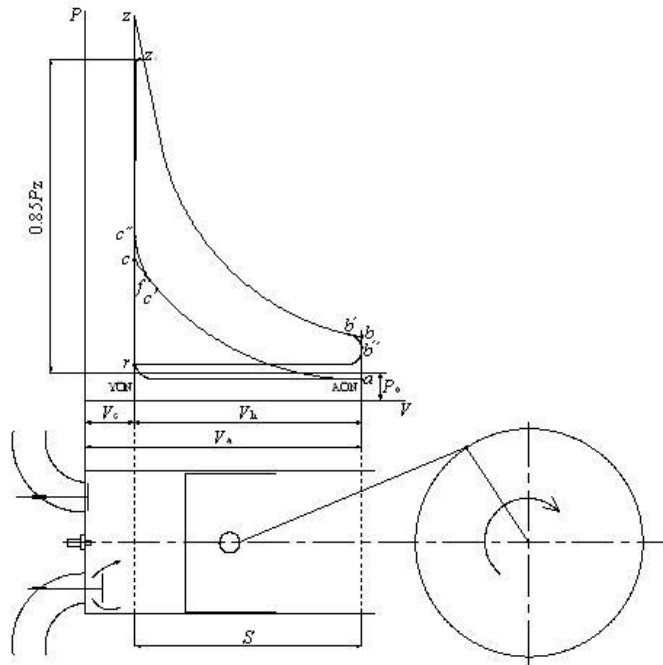
$$\varepsilon_h = \varepsilon(1 - h_b) + h_b, \quad (4.3)$$

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - h_b}{1 - h_b}, \quad (4.4)$$

burada $h_b = (0.12 \div 0.30) \cdot S$ – porşen gedişinin xaricətmə pəncərəsinin hündürlüyünə uyğun hissəsidir.

4.3. Dördtaktlı qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin indikator diaqramı və iş prinsipi

İndikator diaqramında (şəkil 4.5) ra – sorma, ac – sıxma, cz – yanma, zb – genişlənmə (iş) və br – xaricətmə taktlarını göstərir.



Şəkil 4.5. Dördtaktlı qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin sxemi və indikator diaqramı.

Sorma taktı sorma klapanının açıq qaldığı müddətdə porşen y.ö.n.-dən a.ö.n.-ə doğru hərəkət edərkən baş verir. Bu proses ərzində silindrin həcmnin sürətlə böyüməsi nəticəsində yaranan seyrəkliyin, yəni təzyiqin atmosfer təzyiqindən aşağı düşməsi hesabına karbüratorda hazırlanan yanıcı qarışıq (yanacaq buxarları ilə havanın qarışığı) silindrə sorulur.

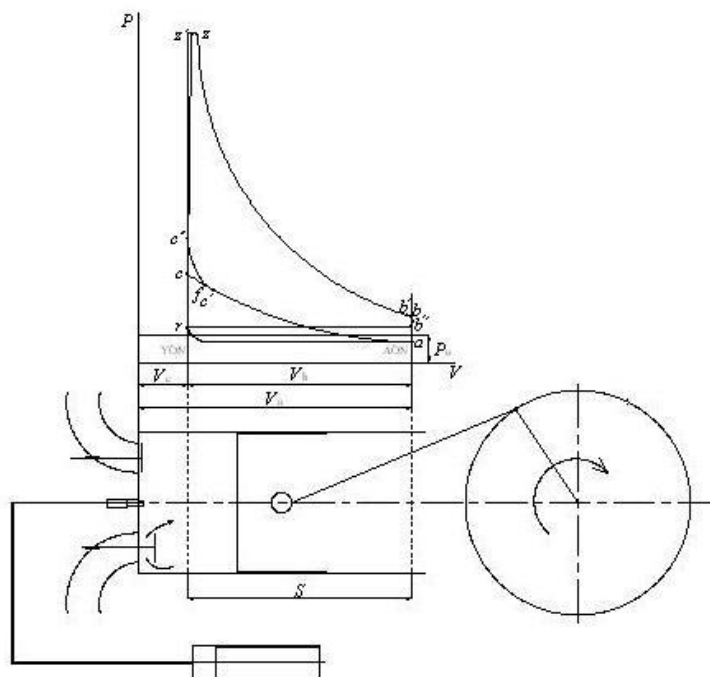
Qeyd etmək lazımdır ki, benzin püskürməli mühərriklərdə yanıcı qarışıq ya sorma borusunda (yanacaq sorma borusuna püskürüldükdə), ya da ki, silindrin daxilində (yanacaq silindrə püskürüldükdə) hazırlanır. Silindrə daxil olan yanıcı qarışıq əvvəlki sıklıdan silindrə qalan yanma məhsulları ilə qarışır və nəticədə işçi qarışıq yaranır.

Sıxma taktı zamanı həm sorma, həm də xaric klapanları bağlı olur və o porşenin a.ö.n.-dən y.ö.n.-ə doğru hərəkət etdiyi müddətdə baş verir. Sıxma prosesində işçi qarışığın sıxılması, nəticəsində onun təzyiq və temperaturu yüksəlir ki, bu da öz növbəsində yanma prosesi üçün yaxşı şərait yaradır. Sıxma taktının sonunda elektrik qığılcımı vasitəsilə işçi qarışıq məcburən alışdırılır və yanma prosesi başlayır.

Yanma və genişlənmə (iş) prosesləri genişlənmə taktında sorma və xaricətmə klapanlarının bağlı olduğu, porşenin isə y.ö.n.-dən a.ö.n.-ə doğru hərəkət etdiyi müddətdə baş verir. Qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi, demək olar ki, sabit həcmdə, daha doğrusu, həcmın çox az dəyişdiyi bir müddətdə baş

Xaricetmə prosesi xaricetmə taktında, xaricetmə klapanının açıq qaldığı və porşen a.ö.n.-dən y.ö.n.-ə doğru hərəkət etdiyi müddətdə baş verir. Bu proses ərzində yanma məhsulları silindrdən xaric olunur və silindrin işlənmiş qazlardan təmizlənməsi həyata keçirilir.

Dizel mühərriklərində də sorma (ra), sıxma (ac), genişlənmə (zb) və xaricətmə (br) prosesləri, demək olar ki, elə qılgılımla alışıdırılmalı mühərriklərdə olduğu kimi baş verir (şəkil 4.6). Lakin bu mühərriklərdən fərqli olaraq dizel mühərriklərində sorma taktı zamanı silindrə yanıcı qarışıq deyil, təmiz hava sorulur.



Bundan başqa, dizel mühərriklərində sıxma taktının sonunda dizel injektorundan (forsunkadan) silindrə yüksək təzyiq altında, toz şəklində yanacaq püskürülür, yanacaq tozlarının qızmış hava və qalıq qazları ilə qarışması nəticəsində işçi qarışıq əmələ gəlir və bu qarışıq məcburi alışdırma yolu ilə yox, öz-özünə alışma hesabına yandırılır. Yanma prosesinin gedişi də qılgılcımla alışdırmalı mühərriklərdəkindən fərqlənir. Belə ki, dizel mühərriklərində yanma prosesinin birinci mərhələsi, demək olar ki, sabit həcmdə baş verir və sürətli yanma mərhələsi adlanır. Yanma prosesinin ikinci mərhələsi isə y.ö.n-nin yaxınlığında təzyiqin çox az dəyişməsi (buna səbəb bu mərhələdə həcmnin az da olsa böyüməsidir) müddətində baş verir və tədrici yanma mərhələsi adlanır.

Dizel mühərriklərinin karbüratorlu və benzin püskürməli mühərriklərə nisbətən aşağıdakı üstünlükləri vardır:

1. Yüksək yanacaq qənaətliliyinə malik olması. Belə ki, dizel mühərriklərinin xüsusi effektiv yanacaq sərfi, daha doğrusu, mühərrikin vahid zamanda vahid güc almaq üçün sərf etdiyi yanacaq sərfi, qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərə nəzərən 25÷30 % az olur;

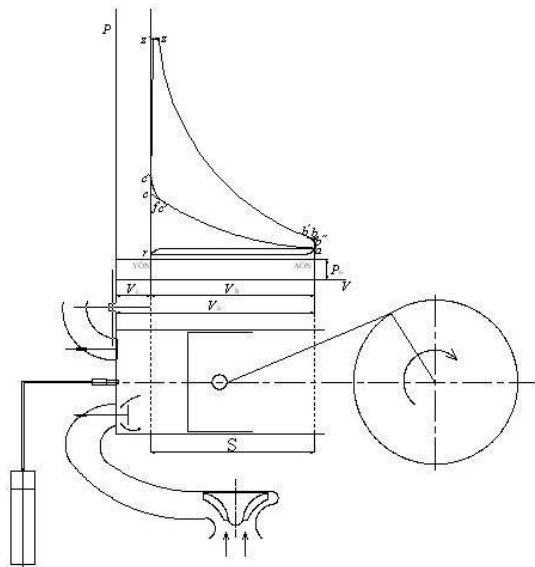
2. Yanğına qarşı daha təhlükəsiz olan yanacaqlarla işləyə bilməsi;

3. Xaric qazların zəhərliliyinin nisbətən az olması.

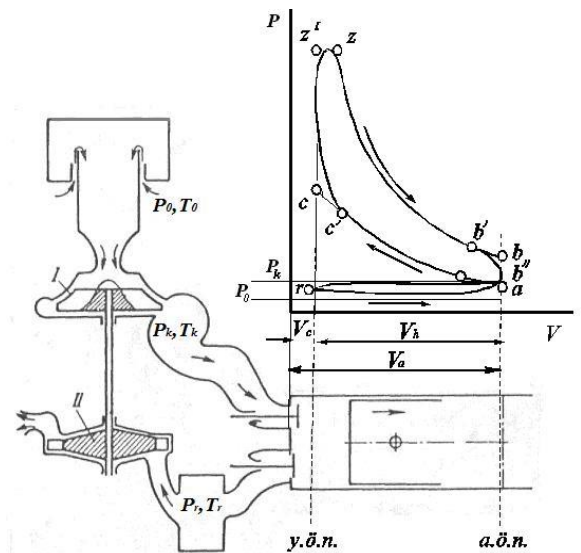
Lakin qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərə nisbətən dizel mühərriklərinin xüsusi kütləsi çox olur, onların istehsalına daha çox xərc çəkilir və aşağı temperaturlarda işə düşməsi çətinləşir.

4.5. Dördtaktlı üstəlik üfurməli (doldurmalı) dizel mühərrikinin indikator diaqramı və iş prinsipi

Bu cür mühərrikin işçi sikli adi dizelin işçi siklindən əsasən doldurma və xaricətmə proseslərinə görə fərqlənir (şəkil 4.7). Qeyd etmək lazımdır ki, üstəlik doldurulan mühərriklərdə silindrin hava ilə doldurulması xüsusi üfurmə aqreقاتları tərəfindən həyata keçirildiyinə görə bu proses sorma deyil, *doldurma prosesi* adlanır. Turbokompressor adlanan aqreقاتın turbin və kompressor çarxları eyni val üzərində oturdulur və turbin çarxı xaric qazların kinetik enerjisi hesabına işləyir (şəkil 4.8). Doldurma prosesi zamanı silindrə hava atmosfer təzyiqindən yuxarı təzyiq altında verilir. Odur ki, bu mühərriklərdə doldurma prosesi atmosfer təzyiqindən yuxarı (P_0), üstəlik üfurmə təzyiqindən (P_k) isə aşağı təzyiqlərdə gedir.



Şəkil 4.7. Dördtaktlı üstəlik üfurməli kompressorlu dizel mühərrikinin sxemi və indikator diaqramı.



Şəkil 4.8. Dördtaktlı üstəlik üfurməli turbokompressorlu dizel mühərrikinin sxemi və indikator diaqramı:

I-kompressor; II-qaz turbini.

YOXLAMA SUALLAR

1. İkitaklı karbürətorlu qığılımla alırdırmalı mührrikin quruluşu və iş prinsipi necədir?
2. Dirsək-kamer üfürməsi nə deməkdir?
3. İkitaklı injektorlu qığılımla alırdırmalı mührrikin quruluşu və iş prinsipi necədir?
4. İkitaklı dizel mührrikinin quruluşu və iş prinsipi necədir?
5. Həqiqi sıxma dərəcəsi ilə həndəsi sıxma dərəcəsi arasındakı fərqli xüsusiyyət hansıdır və onlar arasında hansı əlaqə var?
6. Dördtaklı qığılımla alırdırmalı mührrikin quruluşu və iş prinsipi necədir?
7. Dördtaklı adi dizel mührrikinin quruluşu və iş prinsipi necədir?
8. Dördtaklı üstəlik doldurulan dizel mührrikinin quruluşu və iş prinsipi necədir?
9. İnjektorlu və dizel mührriklərinin müsbət və mənfi xüsusiyyətləri hansılardır?

MÜHAZİRƏ 5

Nəqliyyat mühərriklərində istifadə olunan yanacaqlar

5.1. Yanacaqlar haqqında qısa məlumat

Nəqliyyat mühərriklərində istifadə olunan maye yanacaqlar neftin emalı yolu ilə alınır. Xam neft müxtəlif karbohidrogen birləşmələrinin qarışığından ibarətdir. Karbohidrogenlər öz kimyəvi tərkibinə görə üç qrupa bölünür: parafinlər (alkanlar), naftenlər (sikloalkanlar) və aromatik karbohidrogenlər. Bundan başqa neftin tərkibinə, az miqdarda olsa da, kükürd, azot, oksigen birləşməsi və digər elementlər də daxildir.

DYM-də işlədilən maye yanacaqlar xam neftdən rektifikasiya, termiki və katalitik krekinq üsulları ilə alınır.

Rektifikasiya üsulunda neft buxarlanma dərəcəsinə görə müxtəlif növ yanacaqlara ayrılır. Bu zaman baş verən proses distillə prosesi adlanır. Distillə prosesində neftin tez buxarlanan komponentləri distillat şəklində ayrılır və bu distillatdan açıq rəngli yanacaqlar alınır. Çətin buxarlanan komponentlər isə qalıq hesab olunur. Bu üsulla ayrılmış benzin distillatları avtomobil benzinləri, qazoyl, solyar distillatları isə dizel yanacaqları hazırlamaq üçün istifadə edilir. Qalıq mazutdan sürtgü yağları hasil olunur. Mazut bəzən ağır motor yanacağı kimi də işlədilir və ya krekinq qurğularında təkrar emal olunur.

Açıq rəngli məhsulların hasilatını artırmaq və daha yüksək keyfiyyətli komponentlər almaq məqsədi ilə krekinq üsulları daha geniş yayılmışdır.

Termiki krekinq üsulunda yüksək molekullu karbohidrogenlərin yüksək temperatur hesabına parçalanması ilə distillənin ağır qalıqından yüngül yanacaq komponentləri alınır.

Katalitik krekinq prosesində neftin yüksək molekullu birləşmələri katalizator adlanan maddələrin köməyi ilə daha sürətlə yüngül komponentlərə ayrılır.

5.2. Qığılımla alışdırılmalı mühərriklərin yanacaqları

Qığılımla alışdırılmalı karbürətorlu və benzin püskürməli mühərriklərdə benzinlərdən istifadə olunur.

Avtomobil mühərriklərində işlədilən benzinlərin fiziki-kimyəvi xassələrini xarakterizə edən əsas göstəricilər cədvəl 1-də göstərilmişdir.

Benzinin buxarlanma qabiliyyəti qığılımla alışdırılmalı mühərriklər üçün ən mühüm xassələrdən biridir. Buxarlanma qabiliyyəti benzinin fraksiya tərkibinə görə araşdırılır. Fraksiya tərkibi 100 ml yanacaq qızdırılarkən onun müxtəlif hissələrinin %-lə buxarlanma temperaturalarını göstərir və laboratoriya şəraitində xüsusi distillə qurğusunda təyin edilir. Standart benzinlərdə buxarlanmanın başlanğıc temperaturu 30÷50°C, son temperaturu isə 190÷205°C hədlərində olur. Müxtəlif növ benzinlərin fraksiya tərkibi cədvəl 5.1-də göstərilmişdir.

Cədvəl 5.1

Göstəricilər	Benzin növləri				
	A-66	A-72	A-76	At-93	At-98
1. Fraksiya tərkibi: -buxarlanmanın başlanğıc temperaturu [$^{\circ}\text{C}$]	40	35	35	35	35
-10% buxarlanma [$^{\circ}\text{C}$]	79	75	75	75	75
-50% buxarlanma [$^{\circ}\text{C}$]	145	135	135	135	135
-90% buxarlanma [$^{\circ}\text{C}$]	195	180	180	180	180
-buxarlanmanın son temperaturu [$^{\circ}\text{C}$]	205	195	195	195	195
2. 20°C -də sıxlıq $\left[\frac{kq}{m^3}\right]$	740	740	740	740	740
3. 20°C -də kinematik özlülük [cSt]	0.6÷1.0	0.6÷1.0	0.6÷1.0	0.6÷1.0	0.6÷1.0
4. Kükürdün miqdarı [%] (ən çoxu)	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
5. Oktan ədədi: -motor üsulu ilə -tədqiqat üsulu ilə	66 -	72 -	76 80	85 93	89 98
6. 1 kq benzində tetraetilqurğuşunun (TEQ) miqdarı [q]	0.6	-	0.41	0.82	0.82

Benzinin sıxlığı və özlülüüyü onun karbüratorda, yanacaq borularında hərəkətinə, buxarlanmasına və s. böyük təsir göstərir. Karbüratorun üzgəc kamerində yanacağın səviyyəsi onun sıxlığından asılıdır. Sıxlıq azaldıqda səviyyə yuxarı qalxır, bu isə öz növbəsində artıq yanacağın sərfinə səbəb olur.

Sıxlıq areometrlə ölçülür və hazırda istifadə olunan benzinlərin sıxlığı $700\div 750 \frac{kq}{m^3}$ hədlərində dəyişir. Yanacağın özlülüüyü onun daxili sürtünməsinə xarakterizə edir. Neft yanacaqlarının kinematik özlülüüyü Vilhelm Ostvaldın kapilyar viskozimetri ilə ölçülür və müxtəlif növ benzinlər üçün $0.6\div 1.0$ cSt (santistoks: $1 \text{ cSt} = 1 \frac{mm^2}{s} = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$) hədlərində dəyişir (cədvəl 5.1).

Benzinin tərkibindəki qeyri-üzvi birləşmələr (suda həll olan turşular, qələvilər və s.) metal hissələrinin korroziyasına səbəb olur. Ən çox korroziya təsiri göstərən kükürlü birləşmələrdir. Yanma məhsullarında SO_2 olduqda mühərrikin hissələrinin korroziyası sürətlənir. Müəyyən edilmişdir ki, benzində kükürdün miqdarı 0.05%-dən 0.35%-ə qədər artdıqda silindrin yeyilməsi 3 dəfə, yuxarı kompressiya üzüyünün yeyilməsi isə 4 dəfə artır. Benzindəki kükürlü birləşmələr qələvi məhlulu ilə təmizlənir. Təmizləndikdən sonra isə mis lövhədə benzinin korroziya təsiri yoxlanılır. Texniki şərtlərə görə benzində kükürlü birləşmələrin miqdarı 0.15%-dən çox olmamalıdır (cədvəl 5.1).

Benzinin detonasiyaya davamlılığı onun istehsal üsulundan və kimyəvi tərkibindən asılıdır. Məsələn, tərkibi əsas etibarilə parafin və naftenlərdən ibarət olan benzinlər detonasiyaya daha çox meyillidir. Aromatik karbohidrogenlər isə

əksinə, benzinin detonasiyaya davamlılığını artırır. Ona görə də katalitik kreking üsulu ilə alınan benzinlərin tərkibində aromatik birləşmələr və izoalkanlar daha çox olduğundan onların detonasiyaya davamlılığı da daha yüksəkdir. Benzinin detonasiyaya davamlılığı oktan ədədi ilə qiymətləndirilir.

Oktan ədədi izooktanın (C_8H_{18}) adı ilə bağlıdır. İzooktan detonasiyaya davamlılığı yüksək olan yanacaqdır. Odur ki, maye yanacaqların bu xassəsi izooktanla müqayisə olunur. Şerti olaraq izooktanın oktan ədədi 100 vahid qəbul edilir. Detonasiyaya davamlılığı ən aşağı olan heptanın (C_7H_{16}) oktan ədədi isə sıfır götürülür. Yanacağın oktan ədədi, detonasiyaya davamlılığına görə onunla eyni olan izooktan-heptan etalon qarışığındakı izooktanın faizlə miqdarına deyilir.

Məsələn, 70 % izooktan və 30 % heptan qarışığı ilə eyni antidetonasiya keyfiyyətinə malik olan benzinin oktan ədədi 70-ə bərabərdir. Yanacaqların oktan ədədi İT 9-2 qurğusunda motor və tədqiqat üsulları ilə təyin edilir. Cədvəl 1-dən göründüyü kimi motor üsulunda benzinin oktan ədədi az alınır, çünki bu üsulla oktan ədədi nisbətən gərgin iş rejimində təyin edilir. Benzinin detonasiyaya davamlılığı motor üsulu ilə təyin edilmiş oktan ədədinə daha çox uyğun gəlir.

Oktan ədədi yüksək olan yanacaqlar üçün nəzərdə tutulmuş mühərriklərin sıxma dərəcəsi oktan ədədi aşağı olan yanacaqla işləyən mühərrikin sıxma dərəcəsindən böyük olur.

Benzinlərə "antidetonator" adlanan xüsusi maddələr, aşqarlar qatmaqla da onların detonasiyaya davamlılığını artırmaq olar. Bunların içərisində ən təsirli aşqar tetraetilqurğuşundur (TEQ).

TEQ-in antidetonasiya təsiri onunla izah olunur ki, qurğuşun oksidi yanma prosesində aktiv maddələrin (onları peroksid molekulları adlandırırlar) əmələ gəlməsinə mane olur və yanacağın detonasiyaya davamlılığını artırır.

Müxtəlif üsullarla istehsal olunan benzinlərə eyni miqdarda TEQ qatıldıqda, onların detonasiyaya davamlılığının dəyişməsi müxtəlif olur. TEQ ən çox distillə benzininin detonasiyaya müqavimətini artırır. Onun 1 kq-na 0.82 q TEQ qatıldıqda, oktan ədədi 10÷15 vahid artır. Həmin miqdarda TEQ termiki emal benzininə qatıldıqda isə oktan ədədi cəmi 5÷8 vahid çoxalır. Müxtəlif növ benzinlərdə TEQ-nun miqdarı cədvəl 5.1-də göstərilmişdir. Cədvəl 5.1-dən göründüyü kimi avtomobil benzinləri başlıca olaraq oktan ədədinə görə növlərə bölünür. Hər bir benzin növünün adındakı "A" hərfi onun avtomobil üçün nəzərdə tutulduğunu, "t" hərfi oktan ədədinin tədqiqat üsulu ilə təyin olunduğunu (əgər "t" hərfi yoxdursa bu o deməkdir ki, oktan ədədi motor üsulu ilə təyin edilmişdir), rəqəmlər isə benzinin oktan ədədini göstərir. Yuxarıda deyildiyi kimi, sıxma dərəcəsi böyük olduqda ona uyğun olaraq benzinin oktan ədədini də artırmaq lazımdır. Deməli, hər bir mühərrik sıxma dərəcəsinə uyğun olan benzinlə işləməlidir (məsələn: karbürətorlu mühərriklər üçün sıxma dərəcəsinin oktan ədədinə nisbəti təxminən 1:10-a bərabərdir). Avtomobil mühərriki özünə uyğun olmayan benzinlə işlədikdə, detonasiya hadisəsi qüvvətlənir və mühərrikin göstəriciləri pisləşir.

5.3. Dizel yanacaqları

Dizel mühərriklərində işlədilən yanacaqlar neft emalının ağır məhsulları hesab olunur.

Avtomobil və traktor dizellərində istifadə olunan dizel yanacaqlarının fiziki-kimyəvi xassələrini xarakterizə edən əsas göstəricilər cədvəl 5.2-də göstərilmişdir.

Buxarlanma qabiliyyəti dizel yanacaqlarının başlıca keyfiyyətlərindən biridir. Əvvəl qeyd edildiyi kimi, yanacağın buxarlanma qabiliyyəti onun fraksiya tərkibi ilə xarakterizə olunur. Dizel yanacağının tərkibi əsas etibarilə yüksək molekullu karbohidrogenlərdən alkanlar, sikloalkanlar və aromatik birləşmələrdən ibarətdir. Buna görə də onun buxarlanma keyfiyyəti aşağı olur.

Yanacağın özlülüyü, yaxud daxili sürtünməsi onun yanacaq borularında hərəkətini, tozlanma keyfiyyətini və s. xarakterizə edir. 20°C-də dizel yanacaqlarının özlülüyü 2.5÷8.5 cSt olur. Yanacağın özlülüyü normadan böyük olduqda onu qızdırmaq lazımdır. Temperatur yüksəldikcə yanacağın özlülüyü azalır ki, bu da yanacağın keyfiyyətli buxarlanmasına və onun hava ilə yaxşı qarışmasına səbəb olur.

Cədvəl 5.2

Göstəricilər	Dizel yanacağının növləri							
	A	Z	L	ZC	DA	DZ	DL	DC
1. Fraksiya tərkibi: -buxarlanmanın başlanğıc temperaturu	170	175	200	200	175	200	200	200
-10%- buxarlanma [°C]	195	200	235	235	200	235	240	235
-50%- buxarlanma [°C]	240	250	280	280	255	280	290	280
-90%- buxarlanma [°C]	330	340	360	340	330	340	360	340
-buxarlanmanın son temperaturu [°C]	—	—	—	—	—	—	—	—
2. 20°C-də sıxlıq $\left[\frac{kq}{m^3}\right]$	830	840	860	840	830	840	860	845
3. 20°C-də kinematik özlülük [cSt]	—	5÷8.5	5÷8.5	2.5÷4	2.5÷4	3.5÷6	3.5÷8	—
4. Alışma temperaturu [°C]	40	65	65	65	35	50	60	90
5. Kükürdün miqdarı [%] (ən çoxu)	0.4	0.5	0.5	0.5	0.2	0.2	0.2	0.2
6. 100 ml yanacaqda qatranın faktiki miqdarı [mq] (ən çoxu)	30	30	40	30	30	30	50	50
7. Donma temperaturu [°C]	-55	-35	-10	—	-55	-35	-10	—
8. Setan ədədi (ən azı)	45	45	45	45	45	45	45	50

Yanacaq qızdırıldıqda onun səthində əmələ gələn buxarın hava ilə qarışığı müəyyən bir şəraitdə kənardan alov yaxınlaşdırıldıqda alışır. Bu zaman yanacağın malik olduğu temperatur *alışma temperaturu* adlanır. Alışma temperaturu yanacağı yüngül təhlükəsi cəhətdən xarakterizə edir. Alışma temperaturu laboratoriya şəraitində Martens-Pensk metodu ilə təyin olunur. Yüngül dizel yanacaqlarının

alışma temperaturu $40\div 90^{\circ}\text{C}$, ağır yanacaqlarınkı isə (solyar yağı və s.) 160°C -yə yaxın olur.

Dizel yanacağıının tərkibində kükürdün miqdarının artması onun yeyilməyə qarşı olan keyfiyyətinin pisləşməsinə, daha doğrusu, yanma zamanı əmələ gələn kükürlü birləşmələrin təsiri nəticəsində mühərrikin silindrində yeyilmənin artmasına səbəb olur. Bundan başqa, diesel yanacağıında kükürdün miqdarı nə qədər çox olarsa, yanma zamanı qurum və lak da daha çox əmələ gəlir. Ona görə də mövcud standartlara görə diesel yanacağıının tərkibində kükürdün miqdarının 0.2 %-dən çox olması məqsədəuyğun hesab olunmur.

Dizel yanacağıının tərkibində qatranın miqdarının artması da yanacağıın qurum əmələ gətirmə meyilliliyinin artması ilə nəticələnir. Odur ki, diesel yanacaqlarının keyfiyyətinə olan tələbatlardan biri də onların tərkibində qatranın faktiki miqdarının $30\div 60 \frac{mq}{100ml}$ -dən çox olmamasıdır.

Setan ədədi (S.Ə.) diesel yanacağıının özülalışma keyfiyyətini xarakterizə edir və S.Ə. böyüdükcə özülalışma temperaturu azalır.

Yanacağıın setan ədədi, sıxma dərəcəsi dəyişdirilə bilən xüsusi birsilindrli İT 9-3 və yaxud İT9-3M markalı diesel mühərriki qurğusunda, həmin yanacağıın etalon qarışığının özülalışma xassəsi ilə müqayisə etməklə təyin edilir. Etalon qarışıq asan özülalışan setandan ($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$) və çətin alışan aromatik karbohidrogenlər sırasının nümayəndəsi olan α -metilnaftalindən ($\text{C}_{11}\text{H}_{10}$) hazırlanır. α -metilnaftalinin S.Ə. sıfır, setanın isə 100 qəbul olunmuşdur. Etalon qarışığının tərkibindəki setanın %-lə miqdarı qarışığının S.Ə. kimi qəbul edilir. Etalon qarışığının tərkibindəki birləşmələri müxtəlif nisbətlərdə götürməklə istənilən S.Ə.-li etalon qarışıq hazırlamaq olar. Sınaq qurğusunda (İT 9-3 və yaxud İT 9-3M) yoxlanılan diesel yanacağı özülalışma xassəsinə görə götürülmüş etalon qarışıqla eyni səviyyədə olduqda, diesel yanacağıının S.Ə. qarışığının tərkibindəki setanın %-lə miqdarına bərabər hesab edilir.

Yanacağıın S.Ə. əsasən onun kimyəvi tərkibindən asılıdır. Yanacağıın tərkibindəki alkanlar sırası karbohidrogenlərinin setan ədədi yüksək olduğundan özülalışma temperaturu aşağıdır. Aromatik birləşmələr isə çətin alışır, yəni onların setan ədədi azdır. Müasir diesel mühərriklərində istifadə edilən diesel yanacağıının S.Ə. 40-60 vahid olur.

Dizel yanacağıının donma temperaturu şərti göstərici olub, sadəcə olaraq onun iqlim şəraitindən asılı olaraq istifadə olunması imkanını göstərir.

Cədvəl 2-də müasir diesel mühərriklərində işlədilən diesel yanacaqlarının müxtəlif növləri göstərilmişdir. Bu yanacaqların işarələrindəki hərflər aşağıdakıları göstərir:

DA – arktik diesel yanacağı. Donma və qatılaşma temperaturu çox aşağı olduğundan bu yanacaq arktik şəraitdə ətraf mühitin temperaturu -50°C -yə qədər olduqda işlədilir,

DQ – qış diesel yanacağı. Ətraf mühitin temperaturu -30°C -yə qədər olduqda bu yanacaqdan istifadə edilir,

DY – yay dizel yanacağı, ətraf mühitin temperaturu 0°C-dən yuxarı olduqda işlədilir,

DX – xüsusişədirilmiş dizel yanacağı.

5.4. Qaz yanacaqları

Nəqliyyat mühərriklərində yanacaq kimi təbii qazlardan, o cümlədən neft və bərk yanacaqların emalından alınan süni qazlardan da istifadə olunur. Ümumiyyətlə, qaz yanacaqların əsas üstünlükləri ondan ibarətdir ki, onlar maye yanacaqlara nisbətən hava ilə yaxşı qarışır və oktan ədədi böyük olduğu üçün daha yüksək detonasiyaya davamlılıq xassəsinə malikdir.

Qaz yanacaqları xüsusi balonlarda sıxılmış və yaxud mayeləşmiş şəkildə saxlanılır. Sıxılmış qaz balonlarında təzyiq təxminən 20 MPa-a, mayeləşmiş qaz balonlarındakı təzyiq isə 1.6 MPa-a qədər olur. Yanacaq bu balonlardan mühərrikə ya buxarlandırıcı, reduktor və qarışdırıcıdan keçərək, ya da injektordan püskürülərək verilir.

Cədvəl 5.3-də qaz halında, cədvəl 5.4-də isə mayeləşmiş halda olan qaz yanacaqlarının bəzi xassələri göstərilmişdir.

Cədvəl 5.3

Göstəricilər	Metan (CH ₄)	Etan (C ₂ H ₆)	Etilen (C ₂ H ₄)	Hidrogen (H ₂)	Dəm qazı (CO)
1. Qaynama temperaturu [°C]	161.6	88.6	103.7	252.8	191.5
2. Kritik temperatur [°C]	82.1	32.3	9.4	239.3	138.8
3. Sıxlıq $\left[\frac{kq}{m^3}\right]$, 0°C (25°C)	0.716 (0.656)	0.5446	1.25	0.0899	1.25
4. Aşağı yanma istiliyi $\left[\frac{kC}{m^3}\right]$	35720	63270	59460	9380	12040
5. Oktan ədədi (motor üsulu ilə)	104÷120	102÷108	90÷100	>130	100

Cədvəl 5.4

Göstəricilər	Propan (C ₃ H ₈)	Butan (C ₄ H ₁₀)	Propen (C ₃ H ₆)	Buten (C ₄ H ₈)	İzobutan (HC ₄ H ₁₀)
1. Qaynama temperaturu [°C]	42	0.5	47.8	6.3	11.7
2. Kritik temperatur [°C]	96.8	152	91.6	146.4	135
3. Sıxlıq $\left[\frac{kq}{m^3}\right]$	582	579	514	595	557
4. Aşağı yanma istiliyi $\left[\frac{kC}{m^3}\right]$	45700	45530	45600	45270	45530
5. Oktan ədədi (motor üsulu ilə)	97÷112	90÷98	85	81.7	91.6

5.5. Yanacaqların elementar tərkibi və tətbiq xüsusiyyətləri

Yanacağın *elementar tərkibi* onu təşkil edən ayrı-ayrı elementlərin mol miqdarı deməkdir. Yanacağın istilik-törətmə qabiliyyəti hesablanan zaman bu verilənlərdən istifadə olunur. Müxtəlif yanacaqların orta elementar tərkibi cədvəl 5.5-də, benzin yanacaqlarının aşağı yanma istilikləri və oktan ədədləri cədvəl 5.6-da, dizel yanacaqlarının aşağı yanma istilikləri və setan ədədləri cədvəl 5.7-də, bəzi qaz yanacaqlarının tərkibi isə cədvəl 5.8-də göstərilmişdir.

Cədvəl 5.5

S.S.	Yanacağın markası	Karbon (C) [mol ⁻¹]	Hidrogen (H) [mol ⁻¹]	Oksigen (O) [mol ⁻¹]	Molekul kütləsi $\mu_y \left[\frac{kq}{kmol} \right]$
1	A-76	0.855	0.145	-	115
2	A-93	0.85	0.15	-	110
3	A-95, "Aral Super"	0.845	0.155	-	105
4	A-98, "Super Plus"	0.84	0.16	-	87
5	"Premium", "İP Plus 100"	0.829	0.171	-	86
6	"Aral Ultimate"	0.825	0.175	-	85
7	MNQ	0.824	0.176	-	50
8	STQ	0.75	0.25	-	16
9	Etanol E85	0.522	0.13	0.348	46
10	Metanol	0.375	0.125	0.5	32
11	Dizel	0.87	0.126	0.004	190
12	Sintetik Dizel	0.861	0.138	0.001	167
13	Biodizel	0.852	0.147	0.001	160

Cədvəl 5.6

S.S.	Yanacaq	Aşağı yanma istiliyi $\left[\frac{MC}{kq} \right]$	Oktan ədədi
1	Benzin A-80	43.93	76
2	Benzin A-93	44	93
3	Benzin A-95, "Aral Super"	44.5	95
4	Benzin A-98, "Super Plus"	45.9	98
5	"Premium", "İP Plus 100"	47.8	100
6	"Aral Ultimate"	48	102
7	Etanol E85	46	94-96
8	Metanol	48.5	108.7
9	Sıxılmış təbii qaz (STQ)	30÷50	100-102
10	Mayeləşdirilmiş neft qazı (MNQ)	47	90÷110
11	Qaz kondensatı	38÷44	85÷95
12	Bioqaz : -heyvanat mənşəli -bitki mənşəli	15.5÷24.0	136
		5.0÷6.7	132
13	Generator qazı	0.0184÷0.0188	95÷110

Yanacağın orta elementar tərkibinə görə onun aşağı yanma istiliyi hesablanır:

$$H_u = 33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 10.89 \cdot (O - S) - 2.51 \cdot (9 \cdot H + W) \left[\frac{MC}{kq} \right],$$

burada: C , H , O , S – müvafiq olaraq, 1 kq yanacağın tərkibindəki karbonun, hidrogenin, oksigenin və kükürdün kütlə miqdarı, W – vahid miqdarda yanacağın tərkibindəki su buxarının miqdarıdır.

Cədvəl 5.7

S.S.	Yanacaq	Aşağı yanma istiliyi $\left[\frac{MC}{kq} \right]$	Setan ədədi
1	Dizel	42.44	45÷50
2	Sintetik dizel	43.1	43÷48
3	Biodizel	37.27	43÷50

Cədvəl 5.8

S.S.	Qaz	Qaz yanacağının tərkibi, hər m^3 və ya mol üçün %-lə				
		Təbii qaz	Mayeləşdirilmiş neft qazı	Qaz kondensatı	Bioqaz	Generator qazı
1	Metan (CH_4)	90	-	80÷90	50÷80	40÷60
2	Etan (C_2H_6)	2.95	-	-	-	-
3	Propan (C_3H_8)	0.17	50÷60	-	-	-
4	Butan (C_4H_{10})	0.55	40÷50	-	-	-
5	Pentan (C_5H_{12})	-	1÷5	2-2.5	-	-
6	Heksan (C_6H_{14})	-	3÷9	7÷17.5	-	-
7	Ağır karbohidrogenlər (C_5H_{12})	0.42	-	0.1	-	-
8	Hidrogen (H_2)	0.28	-	-	-	-
9	Dəm qazı (CO)	0.01	-	-	-	-
10	Karbon qazı (CO_2)	0.47	-	-	20÷50	30÷35
11	Hidrogen-sulfid (H_2S)	-	-	-	1-2	-
12	Azot (N_2)	5.15	-	-	-	-

YOXLAMA SUALLAR

1. Yanacaqların hansı növləri var?
2. Yanacaqların alınma üsulları hansılardır?
3. Qıgılcımla alışıdırılmalı mühərriklərin yanacaqları hansılardır?
4. Benzinlər hansı fiziki-kimyəvi xassələri ilə xarakterizə olunur?
5. Oktan ədədi nədir və necə təyin edilir?
6. Motor üsulu ilə tədqiqat üsulunun fərqi nədən ibarətdir?
7. Dizel mühərriklərinin yanacaqları hansılardır?
8. Dizel yanacaqları hansı fiziki-kimyəvi xassələri ilə xarakterizə olunur?
9. Setan ədədi nədir və necə təyin edilir?
10. Qaz mühərriklərinin yanacaqları hansılardır?
11. Qaz yanacaqlarının maye yanacaqlara nəzərən hansı üstünlükləri vardır?
12. Yanacaqların orta elementar tərkibi nəyə deyilir?

MÜHAZİRƏ 6

Yanıcı və işçi qarışıqlar

6.1. Hava artıqlıq əmsali, yanıcı və işçi qarışıqların parametrləri, yanma məhsulları

Vahid yanacaq miqdarının (həcm və yaxud kütlə ilə) tam yanması üçün müəyyən miqdarda hava lazımdır ki, bu da *nəzəri tələb olunan* və ya "stexiometrik" *hava miqdarı* adlanır. 1 kq maye yanacağın tam yanması üçün tələb olunan havanın nəzəri miqdarı aşağıdakı düsturla təyin edilir:

a) kütlə vahidi ilə

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) \left[\frac{kq.hava}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.1)$$

b) həcm vahidi ilə

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \left[\frac{kq.hava}{kq.yanacaq} \right]. \quad (6.2)$$

Qaz yanacaqları üçün 1 mol və yaxud 1 m³ yanacağın tam yanması üçün tələb olunan havanın miqdarı:

$$L'_0 = \frac{1}{0.208} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \left[\frac{m^3 hava}{m^3 yanacaq} \right]. \quad (6.3)$$

Mühərrikin iş şəraitindən, gücün tənzimlənməsi və qarışığın hazırlanması üsulundan, habelə yanacağın yanma şəraitindən asılı olaraq yanacağın vahid miqdarına düşən havanın həqiqi miqdarı "stexiometrik" hava miqdarından az, ona bərabər və yaxud ondan böyük ola bilər.

1 kq yanacağın yanması zamanı yanmada iştirak edən havanın həqiqi miqdarının (L və yaxud l) "stexiometrik" hava miqdarına (L_0 və yaxud l_0) olan nisbətində *hava artıqlıq əmsali* (α) deyilir:

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{l}{l_0}. \quad (6.4)$$

Cədvəl 6.1

Daxili yanma mühərrikləri	α
Karbürətorlu mühərriklər üçün	0.8 ÷ 0.96
Forkamer-məşəllə alışıdırılmalı benzin mühərrikləri üçün	0.85 ÷ 0.98 və daha çox
Benzin püskürməli avtomobil mühərrikləri üçün	0.85 ÷ 1.3
Həcmi qarışdırılmalı bölünməmiş yanma kamerli (birkamerli) dizel mühərrikləri üçün	1.5 ÷ 1.7
Təbəqəli qarışdırılmalı və bölünməmiş yanma kamerli (birkamerli) dizel mühərrikləri üçün	1.5 ÷ 1.6
Burulğan yanma kamerli (ikikamerli) dizel mühərrikləri üçün	1.25 ÷ 1.40
Ön yanma kamerli (ikikamerli) dizel mühərrikləri üçün.	1.3 ÷ 1.45
Üstəlik doldurulan dizel mühərrikləri üçün	1.5 ÷ 2.2

Hava artıqlıq əmsalının azaldılması mühərrikin gücünün artırılmasının əsas yollarından biridir. Belə ki, mühərrikin litrajının sabit saxlandığı halda α -nın kiçildilməsi onun gücünün artırılmasına səbəb olur. Lakin α -nın azaldılması ilə natamam yanma artır, mühərrikin qənaətliliyi pisləşir və hissələrin termiki gərginliyi artır. Əslində tam yanma $\alpha = 1$ qiymətində deyil, $\alpha > 1$ qiymətlərində baş verir. Çünki $\alpha = 1$ qiymətində elə bir homogen yanıcı qarışıq hazırlamaq mümkün deyildir ki, orada hər bir yanacaq hissəciyinin payına lazımı miqdarda hava düşsün.

Müxtəlif tip nəqliyyat mühərrikləri üçün mühərrikin nominal iş rejimində hava artıqlıq əmsalı cədvəldə göstərilən hədlərdə qəbul edilir (cədvəl 6.1).

Yanıcı qarışıq təmiz hava və yanacaq buxarlarının qarışığına deyilir. Daxili yanma mühərriklərində yanıcı qarışığın mol miqdarı (M_1) aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_y} \left[\frac{kmol.yan.qar.}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.5)$$

burada m_y – yanacaq buxarlarının molekul kütləsidir $\left[\frac{kq}{kmol} \right]$.

Avtomobil benzinləri üçün yanacaq buxarlarının molekul kütləsi $m_y = 110 \div 120 \frac{kq}{kmol}$, dizel yanacaqları üçün $m_y = 180 \div 200 \frac{kq}{kmol}$, sıxılmış təbii qaz (STQ) üçün $m_y = 16 \frac{q}{mol}$, mayeləşdirilmiş neft qazı (MNQ) üçün isə $m_y = 50 \div 53 \frac{q}{mol}$ hədlərində qəbul edilir.

Qaz yanacağı ilə işləyən mühərriklər üçün:

$$M'_1 = \alpha L'_0 + \frac{1}{m_y} \left[\frac{m^3.yan.qar.}{m^3.yanacaq} \right]. \quad (6.6)$$

Daxili yanma mühərriklər üçün yanıcı qarışığın kütlə ilə miqdarı (m_1) aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$m_1 = \alpha l_0 + 1 \left[\frac{kq.yan.qar.}{kq.yanacaq} \right]. \quad (6.7)$$

Yanacaq tam yandıqda, yəni $\alpha > 1$ olduqda yanma məhsullarının tərkibi karbon qazından (CO_2), su buxarından (H_2O), yanmada iştirak etməyən izafi oksigendən (O_2) və azotdan (N_2) ibarət olur. $\alpha > 1$ olduqda yanma məhsullarının bu komponentlərinin mol miqdarları aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \left[\frac{kmolCO_2}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \left[\frac{kmolH_2O}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.9)$$

$$M_{O_2} = 0.208(\alpha - 1)L_0 \left[\frac{kmolO_2}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.10)$$

$$M_{N_2} = 0.792\alpha L_0 \left[\frac{kmolN_2}{kq.yanacaq} \right]. \quad (6.11)$$

Bu zaman yanma məhsullarının ümumi miqdarı:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208)L_0 \left[\frac{kmol.y.mehsulları}{kq.yanacaq} \right]. \quad (6.12)$$

Qaz yanacaqda işləyən mühərriklərdə $\alpha \geq 1$ olduqda yanma məhsullarının ayrı-ayrı komponentlərinin miqdarı:

$$M'_{CO_2} = \sum n(C_n H_m O_r) \left[\frac{molCO_2}{mol.yanacaq} \right], \quad (6.13)$$

$$M'_{H_2O} = \sum \frac{m}{2}(C_n H_m O_r) \left[\frac{molH_2O}{mol.yanacaq} \right], \quad (6.14)$$

$$M'_{O_2} = 0.208(\alpha - 1)L'_0 \left[\frac{molO_2}{mol.yanacaq} \right], \quad (6.15)$$

$$M'_{N_2} = 0.792\alpha L'_0 + N_2 \left[\frac{molN_2}{mol.yanacaq} \right], \quad (6.16)$$

burada N_2 – qaz yanacağının tərkibində olan azotun miqdarıdır [mol].

Yanma məhsullarının ümumi miqdarı:

$$M'_2 = M'_{CO_2} + M'_{H_2O} + M'_{O_2} + M'_{N_2} \left[\frac{mol.yan.mehsulları}{mol.yanacaq} \right]. \quad (6.17)$$

Yanacağın natamam yanması zamanı isə $\alpha < 1$ olduğundan, yanma məhsulları kimi karbon qazı (CO_2), dəm qazı (CO), su buxarı (H_2O), sərbəst şəkildə hidrogen (H_2) və azot (N_2) alınır. Bu komponentlərin miqdarı aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208L_0 \left[\frac{kmolCO_2}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.18)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208L_0 \left[\frac{kmolCO}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.19)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208L_0 \left[\frac{kmolH_2O}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.20)$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208L_0 \left[\frac{kmolH_2}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.21)$$

$$M_{N_2} = 0.792\alpha L_0 \left[\frac{kmolN_2}{kq.yanacaq} \right], \quad (6.22)$$

burada K – yanma məhsullarının tərkibində olan hidrogen və dəm qazının miqdarları nisbətini $\left(\frac{M_{H_2}}{M_{CO}}\right)$ göstərir (benzin üçün $K = 0.45 \div 0.5$).

$\alpha < 1$ olduqda yanma məhsullarının ümumi miqdarı:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792\alpha L_0 \left[\frac{kmol.y.mehsulları}{kq.yanacaq} \right]. \end{aligned} \quad (6.23)$$

6.2. Kimyəvi və həqiqi molekulyar dəyişmə əmsalları

Yanma nəticəsində işçi cismin mol miqdarının dəyişməsini yanma məhsulları və yanıcı qarışığın mol miqdarları fərqi kimi təyin etmək olar:

$$\Delta M = M_2 - M_1 \left[\frac{kmol.iş.qar.}{kq.yanacaq} \right]. \quad (6.24)$$

Maye yanacaqlarla işləyən mühərriklərdə yanma məhsullarının ümumi mol miqdarı həmişə yanıcı qarışığın mol miqdarından çox olur. Buna səbəb yanma zamanı kimyəvi reaksiyalar nəticəsində yanacaq molekullarının parçalanması və yeni molekulların əmələ gəlməsidir. Yanma məhsullarının mol miqdarının artması yaxşı haldır. Belə ki, bunun nəticəsində yanma məhsullarının həcmi artır. Bu isə öz növbəsində qazların genişlənməsi zamanı faydalı işin artmasına səbəb olur.

Qaz yanacaqlarının yanması zamanı yanma məhsullarının ümumi mol miqdarının artması yanacağa daxil olan karbohidrogen birləşmələrinin təbiətindən, onların miqdarı ilə hidrogen və dəm qazının nisbətindən asılıdır. Ona görə də qaz yanacaqları ilə işləyən mühərriklərdə yanma məhsullarının mol miqdarı yanıcı qarışığın mol miqdarından çox və yaxud da az ola bilər.

Yanma zamanı yanma məhsullarının mol miqdarının dəyişməsi yanıcı qarışığın kimyəvi molekulyar dəyişmə əmsalı ilə xarakterizə olunur. Yanıcı qarışığın *kimyəvi molekulyar dəyişmə əmsalı* dedikdə yanma məhsullarının ümumi mol miqdarının yanıcı qarışığın mol miqdarına nisbəti başa düşülür:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (6.25)$$

Yanıcı qarışığın kimyəvi molekulyar dəyişmə əmsalı hava artıqlıq əmsalı azaldıqca artır.

Mühərrikin silindrində yalnız yanıcı qarışıq (M_1) deyil, həm də yanma məhsullarının silindrdən xaric olunmayan hissəsi, yəni qalıq qazlar (M_r) da olur. Yanıcı qarışıqla qalıq qazların mol miqdarlarının cəmi *işçi qarışıq* ($M_1 + M_r$) adlanır.

Silindrdəki qalıq qazların miqdarı *qalıq qazlar əmsalı* (γ_r) ilə xarakterizə edilir və qalıq qazların mol miqdarının yanıcı qarışığın mol miqdarına nisbəti kimi təyin edilir:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (6.26)$$

Yanma zamanı işçi qarışığın həcmnin dəyişməsinə xarakterizə etmək üçün işçi qarışığın *həqiqi molekulyar dəyişmə əmsalından* (μ) istifadə olunur. Bu əmsal aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (6.27)$$

(6.27) formulundan göründüyü kimi işçi qarışığın həqiqi molekulyar dəyişmə əmsalı qalıq qazlar əmsalından (γ_r) və yanıcı qarışığın kimyəvi molekulyar dəyişmə əmsalından (μ_0), o isə öz növbəsində yanacağın tərkibindən və hava artıqlıq əmsalından asılıdır. İşçi qarışığın həqiqi molekulyar dəyişmə əmsalına ən çox hava artıqlıq əmsalı təsir edir və α -nın kiçilməsi ilə μ artır.

Müxtəlif tip mühərriklər üçün μ aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə $\mu = 1.02 \div 1.12$;
- dizel mühərriklərində $\mu = 1.01 \div 1.06$.

6.3. Yanıcı və işçi qarışıqların yanma istilikləri

Mühərrikin silindrində yanacağın yanması zamanı alınan istiliyi daha düzgün qiymətləndirmək üçün yalnız yanacağın yanma istiliyini deyil, yanacaq-hava qarışığının yanma istiliyini nəzərə almaq lazımdır. Vahid miqdarda yanacağın yanması nəticəsində ayrılan istilik miqdarının yanıcı qarışığın miqdarına olan nisbəti *yanıcı qarışığın yanma istiliyi* adlandırılır və aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$H_{yan. qar.} = \frac{H_u}{M_1} \left[\frac{MC}{\kappa mol} \right] \quad (6.28)$$

və yaxud

$$H_{yan. qar.} = \frac{H_u}{m_1} \left[\frac{MC}{\kappa q} \right]. \quad (6.29)$$

Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi hava çatışmamazlığı şəraitində, daha doğrusu, $\alpha < 1$ olduqda baş verərsə, onda natamam yanma nəticəsində itirilən istilik miqdarı aşağıdakı düsturla hesablanı bilər:

$$\Delta H_u = 119.95(1 - \alpha)L_0 \left[\frac{MC}{\kappa mol} \right]. \quad (6.30)$$

$\alpha < 1$ olduqda yanıcı qarışığın yanma istiliyi:

$$H_{yan. qar.} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1} \left[\frac{MC}{\kappa mol} \right] \quad (6.31)$$

və yaxud

$$H_{yan. qar.} = \frac{H_u - \Delta H_u}{m_1} \left[\frac{MC}{\kappa q} \right]. \quad (6.32)$$

Yanıcı qarışıqın yanma istiliyi də əsasən hava artıqlıq əmsalından asılıdır. Lakin qeyd etmək lazımdır ki, yanıcı qarışıqın yanma istiliyi yanacaqın yanma istiliyinə mütənasib deyildir. Hava artıqlıq əmsalının eyni qiymətində dizel yanacağı ilə hava qarışığının yanma istiliyi benzinlə hava qarışığının yanma istiliyindən bir qədər çoxdur. Bu onunla izah olunur ki, vahid miqdarda dizel yanacağının tam yanması üçün həmin miqdarda benzinin tam yanmasından daha az miqdarda hava lazımdır.

Yanma zamanı silindrdə yanıcı qarışıq deyil, işçi qarışıq olduğundan yanacağın yanması nəticəsində ayrılan istiliyi işçi qarışıqıya aid etmək lazımdır. Onda işçi qarışığının yanma istiliyini aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$\alpha \geq 1 \text{ olduqda } H_{i\text{ş.qar.}} = \frac{H_u}{M_1 + M_r} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \left[\frac{MC}{\text{kmol.iş.qar.}} \right], \quad (6.33)$$

$$\alpha < 1 \text{ olduqda } H_{i\text{ş.qar.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \left[\frac{MC}{\text{kmol.iş.qar.}} \right]. \quad (6.34)$$

(6.10) və (6.11) düsturlarından göründüyü kimi işçi qarışığının yanma istiliyi yanıcı qarışıqın yanma istiliyinə mütənasib olaraq dəyişir. Hava artıqlıq əmsalının eyni qiymətində benzin və dizel yanacaqları üçün qalıq qazlar əmsalının azalması işçi qarışığının yanma istiliyinin artmasına səbəb olur.

6.4. Yanıcı qarışıqın və yanma məhsullarının orta molekulyar istilik tutumu

Proses ərzində işçi cismə verilən istilik miqdarının onun temperaturunun dəyişməsinə olan nisbətində işçi cismin *istilik tutumu* deyilir. İstilik tutumunun qiyməti işçi cismin temperatur və təzyiqindən, onun fiziki xassələrindən və prosesin xarakterindən asılıdır.

Mühərrikin işçi prosesinin hesabında, adətən sabit həcmdəki istilik tutumundan (mc_v) və sabit təzyiqdəki istilik tutumundan (mc_p) istifadə edilir. Bu istilik tutumları arasında aşağıdakı əlaqə vardır:

$$(mc_p) - (mc_v) = 8.315 \frac{kC}{\text{kmol} \cdot \text{der.}}. \quad (6.35)$$

Müxtəlif qazların orta molekulyar istilik tutumlarının qiymətlərini temperaturdan asılı olaraq təyin etmək üçün ya empirik düsturlardan, ya da ki, xüsusi cədvəllərdən istifadə olunur. Bu zaman müəyyən temperatur intervallarında istilik tutumlarının xətti qanunla dəyişdiyi qəbul olunur. Bəzi qazların sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumlarının temperaturdan asılılığının empirik düsturları cədvəl 6.2-də, ayrı-ayrı temperaturlar üzrə isə cədvəl 6.3-də göstərilmişdir.

Mühərrikin işçi sikl hesablanan zaman yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumu qaz qarışığının istilik tutumu kimi hesablanır:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_x} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_v'')_{t_0}^{t_x} \left[\frac{kC}{\text{kmol} \cdot \text{der.}} \right], \quad (6.36)$$

burada: $r_i = \frac{M_i}{M_2}$ – qarışığa daxil olan hər bir yanma məhsulunun (M_i) həcmi hissəsi,

$(mc''_{v_i})_{t_0}^{t_x}$ – qarışığa daxil olan hər bir yanma məhsulunun t_x temperaturundakı

orta molekulyar istilik tutumudur $\left[\frac{kC}{kmol \cdot der.} \right]$.

Məlum olduğu kimi, $\alpha \geq 1$ şəraitində yanacağın tam yanması zamanı yanma məhsullarının tərkibi karbon qazından (CO_2), su buxarından (H_2O) və azotdan (N_2), $\alpha > 1$ şəraitində isə əlavə olaraq həm də yanmada iştirak etməyən izafi oksigendən (O_2) ibarət olur. Onda bu şəraitdə yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumu aşağıdakı kimi tapılır:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_x} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_x} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_x} + M_{O_2} (mc''_{vO_2})_{t_0}^{t_x} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_x} \right]. \quad (6.37)$$

$\alpha < 1$ şəraitində yanacağın natamam yanması zamanı yanma məhsullarının tərkibi karbon qazı (CO_2), dəm qazı (CO), su buxarı (H_2O), sərbəst şəkildə hidrogen (H_2) və azot (N_2) olduğundan yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumu aşağıdakı kimi hesablanır:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_x} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_x} + M_{CO} (mc''_{vCO})_{t_0}^{t_x} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_x} + M_{H_2} (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_x} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_x} \right]. \quad (6.38)$$

α -nın müxtəlif qiymətlərində maye yanacaqlarının yanması nəticəsində alınan yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumları müvafiq cədvəllərdə göstərilmişdir (A-95 benzininin cədvəl 6.4-də, dizel yanacağının isə cədvəl 6.5-də).

Cədvəl 6.2

Qazın adı	Sabit həcmdə qazların orta molekulyar istilik tutumunun təyini üçün empirik düsturlar	
	$0 \div 1500^\circ C$	$1501 \div 2800^\circ C$
Hava	$mc_v = 20.6 + 0.002638t$	$mc_v = 22.387 + 0.001449t$
Oksigen O_2	$mc_{vO_2} = 20.930 + 0.004641t - 0.00000084t^2$	$mc_{vO_2} = 23.723 + 0.001550t$
Azot N_2	$mc_{vN_2} = 20.398 + 0.002500t$	$mc_{vN_2} = 21.951 + 0.001457t$
Hidrogen H_2	$mc_{vH_2} = 20.684 + 0.000206t - 0.000000588t^2$	$mc_{vH_2} = 19.678 + 0.001758t$
Dəm qazı CO	$mc_{vCO} = 20.597 + 0.002670t$	$mc_{vCO} = 22.490 + 0.001430t$
Karbon qazı CO_2	$mc_{vCO_2} = 27.941 + 0.019t - 0.000005787t^2$	$mc_{vCO_2} = 39.123 + 0.003349t$
Su buxarı H_2O	$mc_{vH_2O} = 24.953 + 0.005359t$	$mc_{vH_2O} = 26.670 + 0.004438t$

Cədvəl 6.3

$t [^{\circ}\text{C}]$	Qazların sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumu $\left[\frac{kC}{\text{kmol} \cdot \text{der}} \right]$						
	Hava	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20.759	20.960	20.705	20.303	20.809	27.546	25.185
100	20.839	21.224	20.734	20.621	20.864	29.799	25.428
200	20.985	21.617	20.801	20.759	20.989	31.746	25.804
300	21.207	22.086	20.973	20.809	21.203	33.442	26.261
400	21.475	22.564	21.186	20.872	21.475	34.936	26.776
500	21.781	23.020	21.450	20.935	21.785	36.259	27.316
600	22.091	23.447	21.731	21.002	22.112	37.440	27.881
700	22.409	23.837	22.028	21.094	22.438	38.499	28.476
800	22.714	24.188	22.321	21.203	22.756	39.450	29.079
900	23.008	24.511	22.610	21.333	23.062	40.304	29.694
1000	23.284	24.804	22.882	21.475	23.351	41.079	30.306
1100	23.548	25.072	23.142	21.630	23.623	41.786	30.913
1200	23.795	25.319	23.393	21.793	23.878	42.427	31.511
1300	24.029	25.549	23.627	21.973	24.113	43.009	32.093
1400	24.251	25.763	23.849	22.153	24.339	43.545	32.663
1500	24.460	25.968	24.059	22.333	24.544	44.035	33.211
1600	24.653	26.160	24.251	22.518	24.737	44.487	33.743
1700	24.837	26.345	24.435	22.698	24.917	44.906	34.262
1800	25.005	26.520	24.603	22.878	25.089	45.291	34.756
1900	25.168	26.692	24.766	23.058	25.248	45.647	35.225
2000	25.327	26.855	24.917	23.234	25.394	45.977	35.682
2100	25.474	27.015	25.063	23.410	25.537	46.283	36.121
2200	25.612	27.169	25.202	23.577	25.666	46.568	36.540
2300	25.746	27.320	25.327	23.744	25.792	46.832	36.942
2400	25.871	27.471	25.449	23.908	25.909	47.079	37.331
2500	25.993	27.613	25.562	24.071	26.022	47.305	37.704
2600	26.120	27.753	25.672	24.234	26.120	47.515	38.060
2700	26.250	27.890	25.780	24.395	26.212	47.710	38.395
2800	26.370	28.020	25.885	24.550	26.300	47.890	38.705

Temperatur $t [^{\circ}C]$	α -nın müxtəlif qiymətlərində A-95 benzininin yanma məhsullarının orta mol istilik tutumu $\frac{kC}{kmol \cdot der}$.											
	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
0	21.965	22.069	22.164	22.25	22.333	22.407	22.475	22.411	22.352	22.297	22.248	22.201
100	22.187	22.317	22.437	22.546	22.647	22.740	22.826	22.749	22.679	22.615	22.555	22.505
200	22.428	22.582	22.723	22.852	22.971	23.080	23.183	23.092	23.017	22.944	22.878	22.816
300	22.737	22.912	23.072	23.219	23.355	23.485	23.596	23.502	23.415	23.335	23.263	23.196
400	23.073	23.267	23.444	23.606	23.755	23.893	24.020	23.920	23.827	23.742	23.664	23.592
500	23.439	23.648	23.840	24.015	24.177	24.326	24.464	24.358	4.259	24.169	24.086	24.010
600	23.813	24.035	24.240	24.426	24.600	24.758	24.906	24.793	24.690	24.596	24.508	24.427
700	24.192	24.428	24.644	24.842	25.023	25.191	25.346	25.229	25.120	25.021	24.930	24.846
800	24.564	24.811	25.036	25.243	25.433	25.609	25.772	25.648	25.536	25.432	25.337	25.249
900	24.928	25.184	25.418	25.633	25.832	26.014	26.183	26.054	25.937	25.829	25.730	25.638
1000	25.273	25.539	25.780	26.002	26.206	26.395	26.570	26.437	26.315	26.203	26.101	26.006
1100	25.605	25.877	26.126	26.354	26.565	26.758	26.939	26.801	26.675	26.560	26.453	26.354
1200	25.923	26.202	26.458	26.692	26.907	27.106	27.290	27.148	27.019	26.899	26.790	26.687
1300	26.224	26.508	26.770	27.009	27.228	27.432	27.619	27.474	27.340	27.217	27.105	26.999
1400	26.438	26.800	27.066	27.309	27.533	27.741	27.932	27.783	27.646	27.519	27.403	27.295
1500	26.780	27.075	27.346	27.594	27.822	28.033	28.228	28.074	27.933	27.804	27.685	27.575
1600	27.032	27.333	27.607	27.859	28.089	28.304	28.502	28.345	28.198	28.068	27.947	27.834
1700	27.274	27.579	27.856	28.112	28.347	28.564	28.764	28.603	28.456	28.321	28.197	28.082
1800	27.500	27.808	28.088	28.347	28.585	28.804	29.006	28.843	28.692	28.554	28.428	28.311
1900	27.715	28.027	28.311	28.572	28.812	29.034	29.238	29.071	28.919	28.778	28.650	28.530
2000	27.917	28.232	28.519	28.782	29.024	29.248	29.456	29.286	29.131	28.988	28.857	28.736
2100	28.113	28.430	28.720	28.985	29.229	29.455	29.664	29.491	29.334	29.190	29.057	28.933
2200	28.298	28.618	28.910	29.177	29.424	29.651	29.861	29.687	29.527	29.381	29.245	29.121
2300	28.469	28.791	29.085	29.355	29.603	29.832	30.044	29.867	29.705	29.556	29.420	29.293
2400	28.635	28.960	29.254	29.526	29.776	30.006	30.220	30.041	29.877	29.726	29.589	29.460
2500	28.791	29.118	29.414	29.686	29.937	30.169	30.383	30.203	30.037	29.886	29.746	29.616
2600	28.941	29.268	29.566	29.841	30.092	30.325	30.541	30.359	30.191	30.038	29.897	29.766
2700	29.084	29.413	29.713	29.989	30.242	30.476	30.692	30.508	30.339	30.184	30.043	29.911
2800	29.222	29.552	29.853	30.130	30.384	30.619	30.836	30.650	30.481	30.325	30.181	30.049

Temperatur $t [^{\circ}\text{C}]$	α -nın müxtəlif qiymətlərində dizel yanacağının yanma məhsullarının orta mol istilik tutumu $\frac{kC}{\text{kmol} \cdot \text{der}}$											
	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428	21.374	21.328
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640	21.574	21.519
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882	21.808	21.745
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202	22.121	22.052
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544	22.457	22.384
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914	22.822	22.743
600	24.631	24.413	24.229	24.073	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285	23.188	23.106
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659	23.557	23.471
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018	23.912	23.822
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366	24.256	24.162
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.878	24.692	24.578	24.481
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001	24.883	24.783
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296	25.175	25.071
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572	25.447	25.341
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833	25.705	25.596
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080	25.948	25.836
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308	26.173	26.059
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526	26.389	26.272
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727	26.587	26.469
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921	26.781	26.658
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102	26.958	26.835
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.083	27.926	27.663	27.451	27.276	27.130	27.005
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.834	27.619	27.442	27.294	27.168
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.991	27.774	27.595	27.444	27.317
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	28.144	27.924	27.743	27.591	27.462
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.286	28.064	27.881	27.728	27.598
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.424	28.199	28.015	27.860	27.729
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.557	28.331	28.144	27.988	27.856
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.684	28.456	28.269	28.111	27.978

YOXLAMA SUALLAR

1. Nəzəri tələb olunan və ya "stexiometrik" hava miqdarı nəyə deyilir? 1 *kq* yanacağın tam yanması üçün nəzəri lazım olan havanın miqdarı hansı düsturlarla hesablanır? Hava artıqlıq əmsalı nəyə deyilir və hansı düsturla hesablanır?
2. $\alpha > 1$ və $\alpha < 1$ olan zaman yanma məhsulları hansılardır və hansı düsturlarla hesablanırlar? Kimyəvi və həqiqi molekulyar dəyişmə əmsalı nəyə deyilir və hansı düsturla hesablanır? Qalıq qazlar əmsalı nəyə deyilir və nası düsturla hesablanır?
3. Yanıcı qarışığın yanma istiliyi nəyə deyilir və hansı düsturla hesablanır?
4. $\alpha > 1$ və $\alpha < 1$ olan zaman yanıcı qarışığın yanma istiliyi hansı düsturla hesablanır? Natamam yanma nəticəsində itirilən istilik miqdarı hansı düsturla hesablanır? İşçi qarışığın yanma istiliyi nəyə deyilir və hansı düsturla hesablanır?
5. İşçi cismin *istilik tutumu* nəyə deyilir? Sabit həcmdəki istilik tutumu ilə sabit təzyiqdəki istilik tutumu arasında hansı əlaqə var? $\alpha > 1$ və $\alpha < 1$ şəraitdə yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumu hansı düsturlarla hesablanır?

Sorma (doldurma) prosesi

7.1. Sorma (doldurma) prosesinin hesabı

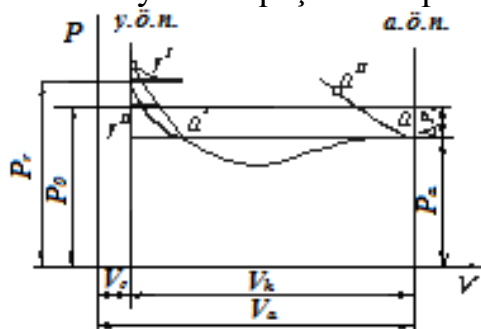
Sorma prosesi mühərrikin silindrini yeni işçi cisimlə doldurmaq üçündür. Bu proses porşenin Y.Ö.N-dən A.Ö.N.-ə hərəkəti nəticəsində silindrlə ətraf mühit arasında əmələ gələn təzyiq düşküsündən istifadə etməklə icra olunur. Sorma prosesi adi mühərriklərdə tətbiq edilir və adi üsul sayılır.

Doldurma prosesi zamanı isə işçi cisim silindrə təzyiqlə (məcburi), xüsusi hava vurucu vasitə ilə doldurulur və ona görə də silindr ətraf mühit şəraitində tuta bildiyindən çox doldurula bilir. Bu üsulla doldurma üstəlik üfürməli mühərriklərdə tətbiq edilir.

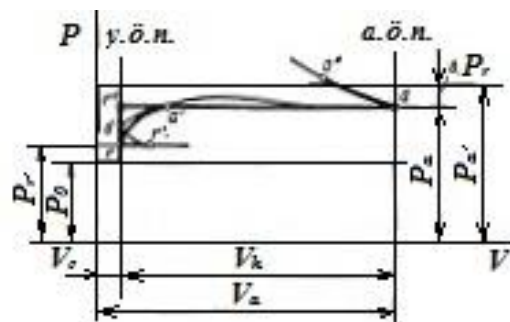
Şəkil 7.1-də və 7.2-də 4-taktlı mühərriklərdə uyğun olaraq sorma və doldurma proseslərində təzyiqin dəyişməsi göstərilmişdir.

Bu şəkillərdə $r'r$, da' , aa'' ayrılırları sorma (doldurma) prosesi ərzində silindrdə təzyiqin dəyişməsini, r' və a'' nöqtələri isə uyğun olaraq sorma klapanının açıldığı və bağlandığı anları göstərir.

Sorma prosesinin hesabı zamanı bu prosesin r nöqtəsində başlayıb a nöqtəsində qurtarması və bu zaman təzyiqin əvvəlcə ani olaraq rr'' xətti üzrə dəyişməsi, daha sonra isə sabit qalması ($r''a$ düz xətti) qəbul olunur. Hesablamalardan sonra r , r'' və a nöqtələrinin koordinatları təyin olunur və ra' əyrisi üzrə yuvarlaqlaşdırma aparılır.



Şəkil 7.1. Adi 4-taktlı mühərrikdə sorma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin diaqramı.



Şəkil 7.2. Turboüfurməli 4-taktlı mühərrikdə doldurma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin diaqramı.

Müasir itisürətli avtomobil və traktor mühərriklərində sorma klapanının açılması porşen y.ö.n.-ə $10 \div 30^\circ$ qalmış, bağlanması isə a.ö.n.-dən $40 \div 80^\circ$ keçmiş baş verir. Lakin qeyd etmək lazımdır ki, göstərilən hədlər konstruktiv mülahizələrə görə böyük və yaxud kiçik tərəflərə dəyişdirilə də bilər.

Sorma klapanının tez açılması, əvvəla, porşen y.ö.n.-ə çatana qədər klapanda müəyyən keçid sahəsinin yaranmasına səbəb olur ki, bu da silindrin doldurulmasını yaxşılaşdırır. İkincisi isə, sorma klapanının tez açılması, həm də silindrin üfürülməsi üçün istifadə edilir. Belə ki, bu zaman yanma məhsullarının açıq olan xaricəmə klapanından sürətlə çıxması nəticəsində sorma klapanı ətrafında seyrəklik yaranır və bunun da hesabına silindrə sorulan təmiz hava (dizel

mühərriklərdə) və yaxud yanıcı qarışıq (qılgıcım ilə alışıdırılmalı mühərriklərdə) silindrin yanma məhsullarından yaxşı təmizlənməsinə səbəb olur. Sorma klapanının tez açılması nəticəsində silindrin üfürülməsi hesablamalarda təmizləmə əmsalı ($\varphi_{tem.}$) ilə nəzərə alınır. Təmizləmə əmsalının qiyməti başlıca olaraq üstəlik üfürmə təzyiqindən, mühərrikin sürət rejimindən və hər iki klapanın eyni zamanda açıq qalmaları müddətindən asılıdır. Bu əmsal yalnız üstəlik üfürməli mühərriklərdə nəzərə alınır və əgər silindr yanma məhsullarından tamamilə təmizlənirsə $\varphi_{tem.} = 0$ qəbul edilir. Adi mühərriklərdə isə, adətən $\varphi_{tem.} = 1$ qəbul edilir.

Sorma klapanının gec bağlanması məqsəd silindrin doldurulmasını daha da yaxşılaşdırmaqdır. Belə ki, porşen a.ö.n.-dən y.ö.n.-ə doğru hərəkət etməyə başladığıda əvvəlcə, şəkillərdən görüldüyü kimi, silindrdəki təzyiq ətraf mühit təzyiqindən aşağı olduğuna görə, bir qədər sonra isə sorma sistemindəki sürət basqısının, ətalət və dalğavari hadisələrinin nəticəsində silindrə əlavə olaraq hava və yaxud yanıcı qarışıq daxil olur. Porşen a.ö.n.-dən keçdikdən sonra sorma klapanı bağlanana qədər silindrə əlavə olaraq hava və yaxud yanıcı qarışığın daxil olması *əlavə doldurma* adlanır. Əlavə doldurmanın sorma prosesinin parametrlərinə təsiri əlavə doldurma əmsalı ($\varphi_{el.dol}$) ilə nəzərə alınır. Silindrin işçi həcməsinin əlavə doldurulması başlıca olaraq qazpaylama fazalarının düzgün seçilməsindən (əsasən də sorma klapanının bağlanması gecikmə bucağının), sorma borusunun uzunluğundan və dirsəkli valın dövrlər sayından asılıdır. Bu parametrlərin düzgün seçilməsi nəticəsində mühərrikin nominal iş rejimində $\varphi_{el.dol} = 1.12 \div 1.15$ ola bilər ki, bu da silindrin $12 \div 15\%$ əlavə doldurulmasını göstərir. Lakin dövrlər sayı kiçildikdə əlavə doldurma da azalır və minimal dövrlər sayında hətta silindrdəki hava və yaxud yanıcı qarışığın $5 \div 12\%$ -nin geriye, sorma borusuna qayıtması da baş verə bilər (yəni $\varphi_{el.dol} = 0.88 \div 0.95$).

7.2. Ətraf mühitin təzyiq və temperaturu

Adi mühərriklərdə silindrə daxil olan hava birbaşa atmosferdən sorulur. Ona görə də bu mühərriklər üçün ətraf mühitin təzyiq və temperaturu elə normal atmosfer şəraiti üçün qəbul olunur. Yəni, adi mühərriklərdə sorma prosesini hesabladığıda ətraf mühitin təzyiqi $P_0 = 0.1 \text{ MPa}$, temperaturu isə $T_0 = 293 \text{ K}$ götürülür.

Üstəlik üfürməli mühərriklərdə isə hava kompressorda sıxıldıqdan sonra silindrə daxil olduğuna görə bu mühərriklər üçün ətraf mühitin təzyiq və temperaturu kimi kompressordan sonrakı təzyiq (P_k) və temperatur (T_k) qəbul edilir. Qeyd etmək lazımdır ki, bəzi hallarda kompressordan çıxan hava aralıq soyuducusunda soyudulduqdan sonra mühərrikin silindrinə verilir. Belə olduqda ətraf mühit parametrləri kimi aralıq soyuducusundan sonra yerləşdirilən resiverdəki təzyiq (P_s) və temperatur (T_s) qəbul olunur.

Kompressordan sonrakı təzyiq üstəlik üfürmə dərəcəsiindən asılı olaraq aşağıdakı kimi qəbul edilir:

- 1) Aşağı təzyiqli üstəlik üfurməli mühərriklər üçün $P_k \leq 1.5P_0$;
- 2) Orta təzyiqli üstəlik üfurməli mühərriklər üçün $P_k = (1.5 \div 2.2)P_0$;
- 3) Yüksək təzyiqli üstəlik üfurməli mühərriklər üçün $P_k > 2.2P_0$.

Bu halda kompressordan sonrakı temperatur (T_k) isə aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} [K], \quad (7.1)$$

burada n_k – kompressorda havanın sıxılmasının politrop göstəricisidir.

Üfurmə nasoslarının növündən və soyudulma dərəcəsindən asılı olaraq n_k aşağıdakı hədlərdə qəbul edilir:

- porşenli üfurmə nasosları üçün $n_k = 1.4 \div 1.6$;
- həcmi üfurmə nasosları üçün $n_k = 1.55 \div 1.75$;
- oxboyu və mərkəzdənqaçma üfurmə nasosları üçün $n_k = 1.4 \div 2.0$.

7.3. Qalıq qazların təzyiq və temperaturu

Sorma (doldurma) prosesinin başlanğıcında mühərrikin silindrində yanma kamerində həmişə müəyyən miqdarda qalıq qazlar və yaxud yanma məhsulları qalır. Bu qalıq qazların təzyiqi klapanların sayından və yerləşməsindən, sorma və xaric sistemlərinin müqavimətindən, qazpaylama fazalarından, üstəlik üfurmə sistemindən, mühərrikin sürətindən və yükündən, soyutma sistemindən və bir çox başqa amillərdən asılı olaraq seçilir.

Adi mühərriklər üçün qalıq qazların təzyiqi (P_r) aşağıdakı hədlərdə qəbul olunur:

$$P_r = (1.05 \div 1.5)P_0. \quad (7.2)$$

P_r -in böyük hədləri yüksək dövrlər sayına malik mühərriklər üçündür.

Qeyd etmək lazımdır ki, üstəlik üfurməli və xaric qazları birbaşa atmosfərə buraxılan mühərriklər üçün də qalıq qazların təzyiqi (7.2) ifadəsinin köməyi ilə qəbul edilə bilər. Lakin, qaz turbinli üstəlik üfurməli mühərriklər üçün qalıq qazların təzyiqi aşağıdakı kimi seçilir:

$$P_r = (0.75 \div 0.98)P_k. \quad (7.3)$$

Mühərrikin dövrlər sayı azaldıqca qalıq qazların təzyiqi də nəzərəcarpacaq dərəcədə azalır. Odur ki, aralıq sürət rejimlərində qalıq qazların təzyiqi aşağıdakı düsturla təyin edilə bilər:

$$P_r = P_0 (1.035 + A_n \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \quad (7.4)$$

burada: $A_n = (P_{r_N} - 1.035 \cdot P_0) \cdot \frac{10^8}{P_0 \cdot n_N^2}$; P_{r_N} – mühərrikin nominal iş rejimində

qalıq qazların təzyiqidir [MPa] (7.2 və 7.3 ifadələrinə əsasən seçilir); n_N – nominal iş rejimində mühərrikin dövrlər sayıdır [dəq⁻¹].

Mühərrikin növündən, onun sıxma dərəcəsi, dövrə sayından və hava artıqlıq əmsalından asılı olaraq qalıq qazların temperaturu (T_r) aşağıdakı hədlərdə seçilir:

- karbüratorlu mühərriklər üçün $T_r = 900 \div 1100 \text{ K}$,
- dizel mühərrikləri üçün $T_r = 600 \div 900 \text{ K}$,
- qaz mühərrikləri üçün $T_r = 750 \div 1000 \text{ K}$.

7.4. Sorma (doldurma) prosesinin sonundakı təzyiq

Sorma prosesinin sonundakı təzyiq (P_a) silindrə daxil olan hava və ya yanıcı qarışığın miqdarını müəyyən edən əsas faktorlardan biridir. Belə ki, sorma prosesinin sonundakı təzyiqin böyüməsi silindrə daxil olan işçi cismin də artdığını göstərir. Bu təzyiqin özü isə sorma sistemindəki təzyiq itkisindən (ΔP_a) asılı olub aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$P_a = P_{0(k)} - \Delta P_a \text{ [MPa]} \quad (7.5)$$

burada: $P_{0(k)}$ – indekslər üzrə uyğun olaraq, adi halda və üstəlik üfurmə olan zaman silindrə daxil olan havanın təzyiqidir [MPa].

Sorma sistemindəki təzyiq itkisi (ΔP_a) Bernulli tənliyinə görə aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{sor}) \frac{\omega_{sor}^2}{2} \cdot \rho_{0(k)} \cdot 10^{-6} \text{ [MPa]}, \quad (7.6)$$

burada: β – silindrin baxılan en kəsiyində havanın sürətinin azalmasını nəzərə alan sönmə əmsalı;

ξ_{sor} – sorma sisteminin ən kiçik en kəsiyində onun müqavimət əmsalı;

ω_{sor} – sorma sisteminin ən kiçik en kəsiyində (adətən klapan və yaxud üfurmə pəncərələrində) havanın orta sürəti $\left[\frac{m}{s} \right]$;

$\rho_{0(k)}$ – indekslər üzrə uyğun olaraq, adi halda və üstəlik üfurmə olan zaman silindrə daxil olan havanın sıxlığıdır ($P_k = P_0$ olduqda

$$\rho_k = \rho_0 \text{ olur}) \left[\frac{kg}{m^3} \right].$$

Müasir avtomobil və traktor mühərrikləri üçün nominal iş rejimlərində göstərilən əmsallar aşağıdakı intervallarda qəbul edilir:

- adi mühərriklərdə $(\beta^2 + \xi_{sor}) = 2.5 \div 4.0$ və $\omega_{sor} = 50 \div 70 \frac{m}{s}$,
- üfurməli mühərriklərdə $(\beta^2 + \xi_{sor}) = 1.0 \div 3.5$ və $\omega_{sor} = 70 \div 130 \frac{m}{s}$.

Sorma sisteminin en kəsiyinin böyüdülməsi, klapanların səthinin formasının axıcı hazırlanması, qazpaylama fazalarının düzgün seçilməsi və sorma sisteminin qazodinamik itkilərinin azalmasına səbəb olur.

Sorma vaxtı silindrə daxil olan havanın sıxlığı:

$$\rho_{0(k)} = \frac{P_{0(k)} \cdot 10^6}{R_h \cdot T_{0(k)}} \left[\frac{kq}{m^3} \right], \quad (7.7)$$

burada: $T_{0(k)}$ – indekslər üzrə uyğun olaraq, adi halda və üstəlik üfurmə olan zaman silindrə daxil olan havanın temperaturudur [K],

R_h – havanın xüsusi qaz sabitidir:

$$R_h = \frac{R}{\mu_h} \left[\frac{C}{kq \cdot derece} \right], \quad (7.8)$$

burada: $R = 8315 \frac{C}{kq \cdot derece}$ – universal qaz sabiti;

$\mu_h = 28.96 \frac{kq}{kmol}$ – havanın mol çəkisidir.

Adi mühərriklərdə ΔP_a aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

-qığılımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $\Delta P_a = (0.05 \div 0.2)P_0$;

-dizel mühərrikləri üçün $\Delta P_a = (0.03 \div 0.18)P_0$.

Qığılımla alışdırılmalı mühərriklərə nəzərən dizel mühərriklərində ΔP_a -nın bir qədər kiçik olması bu mühərriklərin sorma sisteminin sadə olması nəticəsində hidravlik müqavimətin azalması ilə izah olunur.

Üstəlik üfurməli mühərriklərdə doldurma prosesinin sonundakı təzyiq (P_a) üfurmə təzyiqinə (P_κ) yaxınlaşır (şəkil 7.2). Bu mühərriklərdə sorma sisteminəki təzyiq itkisi $\Delta P_a = (0.03 \div 0.1)P_\kappa$ hədlərində dəyişir.

7.5. Qalıq qazlar əmsalı

Qalıq qazlar əmsalı (γ_r) silindrin yanma məhsullarından təmizlənməsinin keyfiyyətini xarakterizə edir. Qalıq qazlar əmsalının artması mühərrikin silindrində daha çox qalıq qazların qaldığını və beləliklə də sorma prosesində silindrə daxil olan hava və yaxud yanıcı qarışığın azalmasını göstərir.

Dördtaktlı mühərriklər üçün qalıq qazlar əmsalı aşağıdakı düsturlarla təyin edilir:

$$\gamma_r = \frac{T_{0(k)} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{tem.} \cdot P_r}{\varepsilon \varphi_{el.dol.} \cdot P_a - \varphi_{tem.} \cdot P_r}, \quad (7.9)$$

burada ΔT – silindrə daxil olan hava və yaxud yanıcı qarışığın isti divarlardan aldığı əlavə qızma temperaturudur. Bu temperatur sorma borusunun konstruksiyasından və yerləşməsindən, soyutma sistemindən, xüsusi qızdırıcı quruluşun olub-olmamasından, mühərrikin sürətindən və üstəlik üfurmədən asılıdır. Temperaturun artması yanacağın buxarlanmasını yaxşılaşdırsa da, silindrə daxil olan havanın sıxlığının və onun kütləsinin azalmasına səbəb olur. Müxtəlif mühərriklər üçün əlavə qızma temperaturunun hədləri aşağıdakı kimidir:

- qığılımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $\Delta T = 0 \div 20 \text{ K}$;

- adi dizel mühərrikləri üçün $\Delta T = 10 \div 40 \text{ K}$;
- üstəlik üfurməli dizel mühərrikləri üçün $\Delta T = (-5) \div (+10) \text{ K}$.

Üstəlik üfurməli mühərriklərdə əlavə qızma temperaturunun kiçik olması kompressorda sıxılan havanın temperaturunun artması və ona görə də mühərrikin qızmış hissələri ilə hava arasındakı temperatur fərqi kiçilməsi ilə izah edilir. Kompresordan sonra havanın temperaturunun həddindən çox artması bəzi hallarda ΔT -nin həətə mənfi belə olmasına səbəb olur.

Əgər silindrin yaxşı təmizlənməsi və əlavə doldurulması nəzərə alınmazsa, yəni $\varphi_{tem.} = \varphi_{el.dol.} = 1$ olarsa onda (7.9) düsturu aşağıdakı kimi olar:

$$\gamma_r = \frac{T_{0(k)} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}. \quad (7.10)$$

Dördtaktlı mühərriklərdə qalıq qazlar əmsalı başlıca olaraq sıxma dərəcəsindən, sorma prosesinin sonundakı təzyiqdən, mühərrikin dövrlər sayından və digər faktorlardan asılıdır. Sıxma dərəcəsinin (ε) və qalıq qazların temperaturunun (T_r) artması nəticəsində qalıq qazlar əmsalı kiçilir, qalıq qazların təzyiqi (P_r) və dövrlər sayı (n) artdıqda isə yüksəlir.

Müxtəlif növ mühərriklər üçün γ_r aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər $\gamma_r = 0.04 \div 0.1$,
- adi dizel mühərrikləri $\gamma_r = 0.02 \div 0.05$,
- üstəlik üfurməli dizel mühərrikləri $\gamma_r = 0.01 \div 0.03$.

7.6. Sorma (doldurma) prosesinin sonundakı temperatur

Sorma prosesinin sonundakı temperatur nəzəri sorma prosesinin r və a nöqtələri (şəkil 7.1 və 7.2) üçün tərtib olunmuş istilik balans tənliyindən kifayət qədər dəqiqliklə təyin edilə bilər:

$$M_1 (mc_p)_{t_0}^{t_{0(k)}} (T_{0(k)} + \Delta T) + M_r (mc_p)_{t_0}^{t_r} T_r = (M_1 + M_r) (mc_p)_{t_0}^{t_a} T_a, \quad (7.11)$$

burada: $M_1 (mc_p)_{t_0}^{t_{0(k)}} (T_{0(k)} + \Delta T)$ – hava və yaxud yanıcı qarışıqla silindrə daxil olan istilik miqdarı (əlavə qızma temperaturu da nəzərə alınmaqla),

$M_r (mc_p)_{t_0}^{t_r} T_r$ – silindrdəki qalıq qazların istilik miqdarı,

$(M_1 + M_r) (mc_p)_{t_0}^{t_a} T_a$ – işçi qarışığının istilik miqdarıdır.

(7.11) tənliyində $(mc_p)_{t_0}^{t_{0(k)}} = (mc_p)_{t_0}^{t_r} = (mc_p)_{t_0}^{t_a}$ qəbul etsək alarıq:

$$(M_1 + M_r) T_a = M_1 (T_{0(k)} + \Delta T) + M_r T_r. \quad (7.12)$$

Buradan da T_a -nı tapa bilərik:

$$T_a = \frac{M_1 (T_{0(k)} + \Delta T) + M_r T_r}{M_1 + M_r} \text{ [K]}. \quad (7.13)$$

(7.13) tənliyinin sağ tərəfinin surət və məxrəcini M_1 -ə bölüb, $\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$

əvəzləməsi aparsaq sorma prosesinin sonundakı temperaturu təyin etmək üçün aşağıdakı düsturu alırıq:

$$T_a = \frac{T_{0(k)} + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} [K]. \quad (7.14)$$

(7.14) ifadəsindən göründüyü kimi sorma prosesinin sonundakı temperatur silindrə daxil olan havanın və ya yanıcı qarışığın temperaturundan, əlavə qızma temperaturundan asılıdır.

Müasir dördtaktlı avtomobil və traktor mühərriklərində sorma prosesinin sonundakı temperatur (T_a) aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılıqla alışdırılmalı mühərriklər $T_a = 320 \div 370 K$;
- adi dizel mühərrikləri $T_a = 310 \div 350 K$;
- üstəlik üfurməli dizel mühərrikləri $T_a = 320 \div 400 K$.

7.7. Doldurma əmsalı

Sorma (doldurma) prosesini xarakterizə edən əsas parametrlərdən biri də doldurma əmsalıdır. *Doldurma əmsalı* dedikdə, mühərrik işləyən zaman silindrə daxil olan hava və yaxud yanıcı qarışığın həqiqi miqdarının ətraf mühit şəraitində nəzəri olaraq silindrin tuta biləcəyi hava miqdarına nisbəti başa düşülür. Doldurma əmsalı η_v ilə işarə olunur və ümumi halda aşağıdakı ifadələrlə təyin edilə bilər:

$$\eta_v = \frac{G_h}{G_0} = \frac{V_h}{V_0} = \frac{M_h}{M_0}, \quad (7.15)$$

burada: G_h , V_h və M_h – silindrə daxil olan hava və yaxud yanıcı qarışığın kütlə, həcm və mol ilə həqiqi miqdarı, uyğun olaraq kq , m^3 və mol ilə;

G_0 , V_0 və M_0 – ətraf mühit şəraitində silindrin işçi həcmının tuta biləcəyi nəzəri hava miqdarıdır, uyğun olaraq kq , m^3 və mol ilə.

Mühərrikin doldurma əmsalı adətən təcrübə yolu ilə işləyən mühərrikdə silindrə daxil olan hava və yaxud yanıcı qarışığın həqiqi miqdarı ölçüldükdən sonra təyin edilir. Lakin mühərrikin istilik hesabı aparılan zaman dördtaktlı mühərrik üçün doldurma əmsalı aşağıdakı düsturlarla da hesablanı bilər:

$$\eta_v = \frac{T_{0(k)}}{T_{0(k)} + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_{0(k)}} (\varphi_{el.dol} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{tem} \cdot P_r). \quad (7.16)$$

Əgər $\varphi_{tem} = \varphi_{el.dol} = 1$ olarsa, onda:

$$\eta_v = \frac{T_{0(k)}}{T_{0(k)} + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_{0(k)}} (\varepsilon P_a - P_r). \quad (7.17)$$

Doldurma əmsalı başlıca olaraq mühərrikin taktlığından, onun sürətindən və qazpaylama sxemlərinin təkmilliyindən asılıdır.

(7.16) və (7.17) ifadələrindən göründüyü kimi sorma (doldurma) prosesinin sonundakı təzyiq artdıqda doldurma əmsalı da artır, xaric prosesinin sonundakı təzyiqin və əlavə qızma temperaturunun artması nəticəsində isə azalır.

Müxtəlif növ avtomobil və traktor mühərrikləri üçün tam yük rejimlərində doldurma əmsalı aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər $\eta_V = 0.7 \div 0.9$;
- adi dizel mühərrikləri $\eta_V = 0.8 \div 0.94$;
- üstəlik üfurməli dizel mühərrikləri $\eta_V = 0.8 \div 0.97$.

YOXLAMA SUALLAR

1. Sorma prosesi ilə doldurma prosesinin fərqi nədən ibarətdir?
2. Adi və üfurməli mühərriklərdə ətraf mühitin parametrləri necə qəbul edilir?
3. Adi və üfurməli mühərriklərdə qalıq qazların təzyiq və temperaturu necə qəbul edilir? Qalıq qazların temperaturu hansı hədlərdə dəyişir?
4. Sorma sistemindəki təzyiq itkisi nədən asılıdır?
5. Sorma prosesinin sonundakı təzyiq necə təyin edilir?
6. Qalıq qazlar əmsalı nədir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
7. Sorma prosesinin sonundakı temperatur necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
8. Doldurma əmsalı nəyə deyilir, necə təyin edilir, nədən asılıdır və hansı hədlərdə dəyişir?

MÜHAZİRƏ 8

Sıxma prosesi

Sıxma prosesi sorma və xaric klapanları bağlı olduqda porşen a.ö.n.-dən y.ö.n.-ə doğru hərəkət etdikdə baş verir. Bu proses zamanı mühərrikin silindrində olan hava və yaxud yanıcı qarışığın temperatur və təzyiqi yüksəlir ki, bu da öz növbəsində qarışığın etibarlı alovlanmasına və yanmasına səbəb olur.

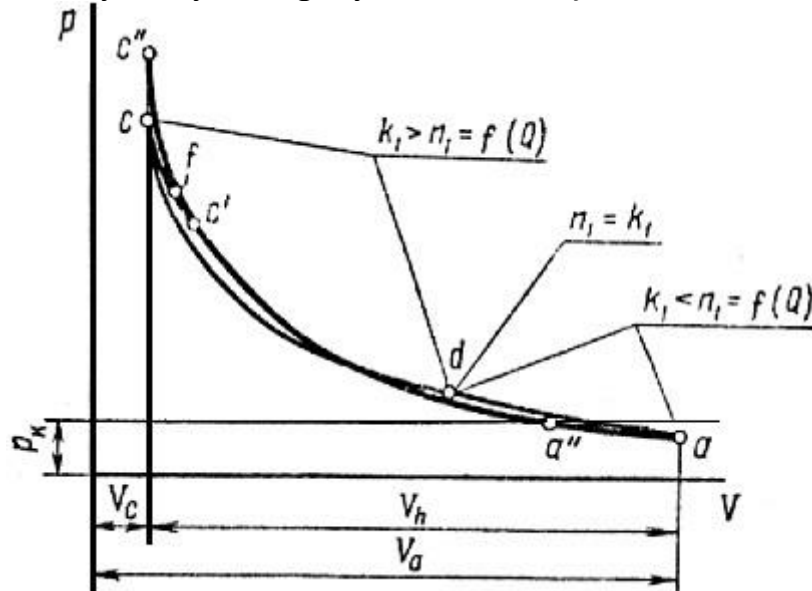
Sıxma prosesi politropik prosesdir. Yəni bu proses ərzində silindrlə ətraf mühit arasında istilik mübadiləsi baş verir. Bu proses zamanı silindrdəki təzyiq və temperaturun dəyişmə qanunauyğunluğunu müəyyən edən əsas parametrlər sıxmanın politrop göstəricisi və mühərrikin sıxma dərəcəsidir.

8.1. Sıxma prosesinin gedişi və politrop göstəricisinin seçilməsi

Sıxma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin və politrop göstəricisinin dəyişməsi şəkil 8.1-də göstərilmişdir.

Real şəraitdə silindrdə təzyiqin dəyişməsi heç bir termodinamiki asılılığa tabe olmayan çox mürəkkəb qanunauyğunluqla baş verir. Belə ki, bu proses zamanı temperatur və təzyiqin dəyişməsinə işçi cismin temperaturdan asılı olaraq dəyişən istilik tutumundan başqa, həm də aşağıdakı amillər təsir edir:

- porşen üzükləri ilə silindr arasındakı boşluqlardan baş verən sızmlar,
- sorma klapanı bağlanana qədər silindrin əlavə doldurulması,
- işçi qarışıqla silindrin divarları arasındakı istilik mübadiləsinin istiqamət və intensivliyinin dəyişməsi,
- qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanacağın buxarlanması,
- sıxmanın sonuna yaxın yanacağın yanmasının başlanması.



Şəkil 8.1. Sıxma prosesində silindrdəki təzyiqin və politrop göstəricisinin dəyişməsi.

Həqiqətdə sıxma prosesi dəyişən politrop göstəricisi ilə baş verir. Şəkil 9.1-dən görüldüyü kimi sıxma prosesinin əvvəlində politrop göstəricisi (n_1) adiabat göstəricisindən (k_1) böyükdür. Buna səbəb sıxma prosesinin əvvəlində silindrin divarlarının orta temperaturunun silindrdəki işçi qarışığın temperaturundan böyük olması nəticəsində istiliyin divarlardan işçi qarışıqına verilməsidir. Bir müddət keçdikdən sonra silindrdəki işçi qarışığın temperaturu silindrin divarlarının orta temperaturu ilə bərabərləşir və $n_1 = k_1$ olur (d nöqtəsi). Daha sonra, silindrdəki işçi qarışığın temperaturu getdikcə artır və silindrin divarının orta temperaturundan yüksək olur. Ona görə də istilik işçi qarışıqdan silindrin divarlarına, oradan da ətraf mühitə verilir və $n_1 < k_1$ olur.

Politrop göstəricisinin dəyişmə qanunauyğunluğunun müəyyən edilməsinin çətin olması və hesabı mürəkkəbləşdirməmək məqsədi ilə sıxma prosesinin sabit politrop göstəricisi ilə baş verdiyi qəbul edilir. Politrop göstəricisinin orta qiyməti sıxma prosesi ərzində təxminən dəyişən politrop göstəricisində olduğu qədər iş alınmasını təmin edir.

Sıxma prosesini hesablamaq üçün əvvəlcə politrop göstəricisinin orta qiyməti və sıxma prosesinin sonunda işçi qarışığın istilik tutumunu təyin etmək lazımdır.

Sıxma prosesinin orta politrop göstəricisi mühərrikin dövrlər sayından, sıxma dərəcəsindən, silindrin ölçülərindən, porşen və silindrin materialından, istilik mübadiləsindən və digər amillərdən asılı olaraq təcrübələrə əsasən təyin edilir. Sıxma prosesinin çox tez bir zamanda (nominal iş rejimində $0.005 \div 0.015$ san.) baş verməsi nəticəsində silindrdəki işçi qarışıqla silindrin divarları arasındakı yekun istilik mübadiləsi çox cüzi olduğundan orta politrop göstəricisini orta adiabat göstəricisinə (k_1) görə qiymətləndirmək olar. Bunun üçün əvvəlcə ya sıxma dərəcəsi ε və sorma prosesinin sonundakı temperatura (T_a) görə şəkil 8.2-də göstərilən nomoqramdan, ya da verilmiş ifadədən istifadə etməklə k_1 tapılır. Nomoqram, orta adiabat göstəricisi ilə (k_1) sorma prosesinin sonundakı temperatur (T_a), sıxma prosesinin sonunda işçi qarışığın temperaturu (T_c), sıxma dərəcəsi (ε) və havanın istilik tutumu $(mc_v)_{t_a}^{t_c}$ arasında əlaqə yaradan aşağıdakı iki tənliyin birgə həlli nəticəsində qurulur:

$$k_1 = 1 + \frac{\lg T_c - \lg T_a}{\lg \varepsilon}, \quad (8.1)$$

$$k_1 = 1 + \frac{8.315}{(mc_v)_{t_a}^{t_c}}, \quad (8.2)$$

burada

$$(mc_v)_{t_a}^{t_c} = \frac{(mc_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c - (mc_v)_{t_0}^{t_a} \cdot t_a}{t_c - t_a}. \quad (8.3)$$

(8.3) tənliyində havanın istilik tutumu $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$ əvəzinə işçi qarışığın istilik tutumu $(mc_v)_{t_a}^{t_c}$ qəbul olunduqda nomoqram daha dəqiq qurulur.

k_1 -in hesablanması üçün verilmiş ifadə aşağıdakı kimidir:

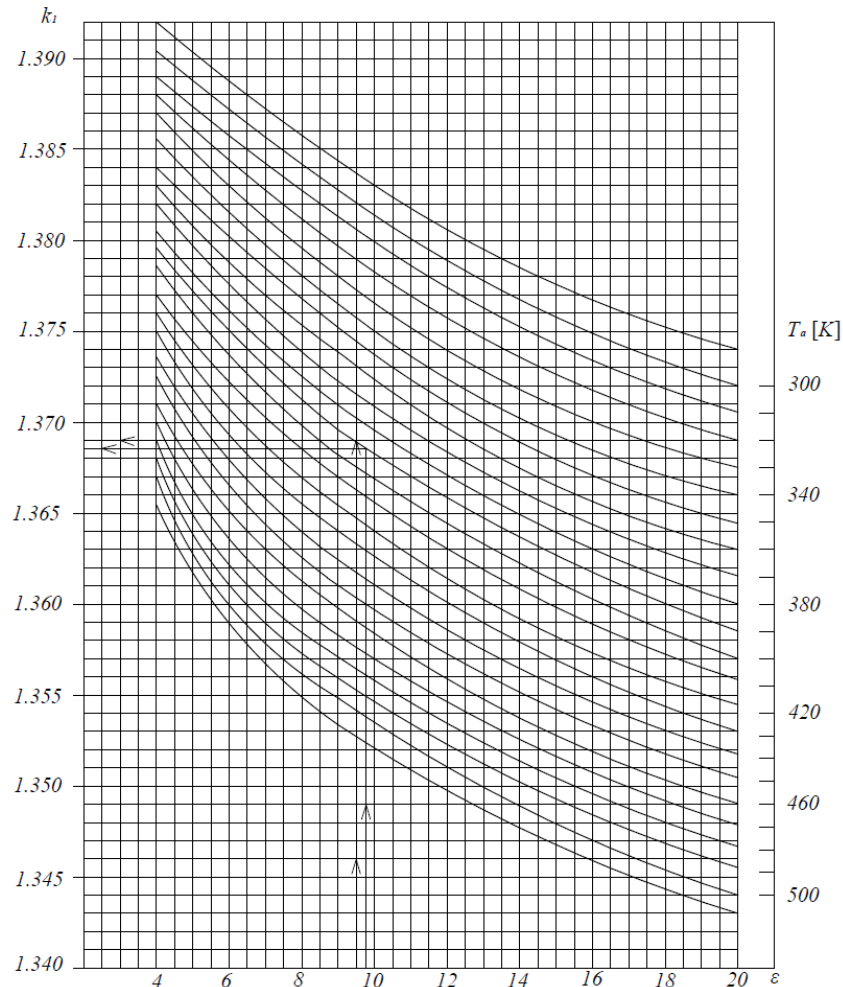
$$k_1 = 1.4359 - 0.132 \cdot 10^{-3} \cdot T_a - 0.1643 \cdot 10^{-2} \cdot \varepsilon. \quad (8.4)$$

Orta adiabat göstəricisindən asılı olaraq politrop göstəricisinin orta qiyməti aşağıdakı hədlərdə qəbul edilir:

- qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $n_1 = (k_1 - 0.00) \div (k_1 - 0.04)$,
- dizel mühərrikləri üçün $n_1 = (k_1 - 0.02) \div (k_1 + 0.02)$.

ε və T_a -nın eyni qiymətlərində n_1 -in qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün qiymətləri dizel mühərriklərində olduğundan bir qədər aşağıdır. Buna səbəb qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanıcı qarışıqda olan benzinin buxarlanması üçün müəyyən qədər istilik sərf olunmasıdır. Bundan başqa qarışıqda olan benzin buxarları qarışığın istilik tutumunu artırır. Göstərilən hər iki amil isə n_1 -in azalmasına səbəb olur.

n_1 orta adiabat göstəricilərinə görə təyin edildikdə mühərrikin dövrlər sayının artması və soyutma səthinin silindrin həcminə olan nisbətinin azalması nəticəsində n_1 -in artdığını nəzərə almaq lazımdır. Bundan başqa sıxma prosesinin orta temperaturunun artması və mühərrikin soyudulma intensivliyinin yüksəlməsi zamanı n_1 azalır. Ona görə də eyni şərtlər daxilində hava ilə soyudulan mühərriklərdə n_1 -in qiyməti maye ilə soyudulan mühərriklərdə olduğundan bir qədər yüksək olur. Açıq mayeli soyutma sistemindən qapalıya keçilməsi də n_1 -in artmasına səbəb olur.



Şəkil 8.2. Sıxma prosesinin adiabat göstəricisini təyin etmək üçün nomogram.

8.2. Sıxma dərəcəsinin seçilməsi

Sıxma dərəcəsi mühərrikin əsas göstəricilərindən biri olub, birinci növbədə, yanıcı qarışığın hazırlanma üsulundan və istifadə olunan yanacağın növündən asılı olaraq seçilir. Bundan başqa sıxma dərəcəsi seçilərkən üstəlik üfürmənin olub-olmaması, mühərrikin dövrlər sayı, soyutma sistemi və bir çox digər amillər də nəzərə alınmalıdır.

Müəyyən edilmişdir ki, porşenli daxili yanma mühərriklərinin hamısı üçün ən əlverişli sıxma dərəcəsi $\varepsilon = 11 \div 13$ qiymətləri arasındadır. Çünki bu arada indikator və mexaniki faydalı iş əmsallarının hasilinə bərabər olan effektiv f.i.ə. maksimum qiymət alır. Belə ki, $\varepsilon < 11 \div 13$ qiymətlərində indikator f.i.ə.-nin artması mexaniki f.i.ə.-nin azalmasından, $\varepsilon > 11 \div 13$ qiymətlərində isə mexaniki f.i.ə.-nin azalması indikator f.i.ə.-nin artmasından çox olur.

Qığılımla alışdırılmalı mühərriklərdə sıxma dərəcəsinin seçilməsi hər şeydən əvvəl istifadə olunan yanacağın detonasiyaya davamlılığı ilə müəyyən olunur.

Nisbətən yüngül iş şəraiti üçün nəzərdə tutulmuş (minik avtomobilləri üçün) adi karbüratorlu qığılımla alışdırılmalı mühərriklərdə sıxma dərəcəsi yanacağın oktan ədədinin təxminən $1/10$ -nə bərabər götürülə bilər. Ağır iş şəraiti üçün nəzərdə tutulan (yük avtomobilləri üçün) karbüratorlu mühərriklərdə isə sıxma dərəcəsi bundan bir qədər az qəbul edilir.

Yanacağı sorma borusuna və ya silindrə püskürülən qığılımla alışdırılmalı benzin mühərriklərində sıxma dərəcəsi karbüratorlu mühərriklərdə olduğundan 1-2 vahid böyük götürülür.

Eyni bir yanacaq növündən istifadə edildikdə sıxma dərəcəsini artırmağa aşağıdakı amillər imkan verir:

a) yanma kamerinin rəşional formasının seçilməsi və elektrik şamının yerləşdirilməsi (elektrik şamının yanma kamerinin divarlarından bərabər məsafədə yerləşdirilməsi ε -nu artırmağa imkan verir),

b) silindrin ölçüləri (silindrin diametri kiçildikdə alovun yolunun kiçilməsi və nisbi soyutma səthinin böyüməsi nəticəsində ε -nu artırmaq olur),

c) mühərrikin dövrlər sayının yüksəldilməsi (dövrlər sayı artdıqda yanma sürəti artdığına görə ε -nu da böyütmək olur),

d) porşenin və silindr başlığının materialının seçilməsi (alüminium ərintisindən hazırlanan porşen sıxma dərəcəsini $0.4 \div 0.7$ vahid, silindr başlığının çuqundan deyil, alüminium ərintisindən hazırlanması isə ε -nu əlavə olaraq daha $0.5-0.6$ vahid artırmağa imkan verir),

e) soyutma sisteminin seçilməsi (mayeli soyutma sistemi hava ilə soyutma sisteminə nisbətən ε -nu daha çox götürməyə imkan verir),

f) zəngin ($\alpha < 0.8 - 0.9$) və yaxud nisbətən kasıb ($\alpha > 0.9$) işçi qarışıqdan istifadə olunması.

Yuxarıda göstərilən mülahizələrə görə müasir qığılımla alışdırılmalı mühərriklərdə sıxma dərəcəsi $\varepsilon = 7 \div 12$ hədlərində qəbul edilir. Sıxma dərəcəsinin kiçik hədləri yük avtomobillərinin, böyük ($\varepsilon > 7$) hədləri isə minik avtomobillərinin mühərriklərinə aiddir. Bu mühərriklərdə ε -nun 12-dən çox qəbul edilməməsinə səbəb yanıcı qarışığın öz-özünə alovlanma və yaxud da

yanma zamanı detonasiya hadisələrinin baş verə bilməsi və $\varepsilon > 12$ olduqda indikator f.i.ə.-nin çox az artmasıdır. Son zamanlar sıxma dərəcəsinin bir qədər azaldılmasına doğru meylliliyin artması müşahidə olunur. Belə olan hallarda yanma məhsullarının zəhərliliyinin azalmasına və mühərrikin ömrünün uzanmasına nail olmaq olar.

Dizel mühərriklərində sıxma dərəcəsi öz-özünə alovlanmanın etibarlı olmasını təmin etmək tələbinə görə seçilir. Avtomobil dizellərində öz-özünə alovlanma nöqtəyi-nəzərindən ən etibarsız şərait işəsalma və kiçik yük rejimlərində olur. Ona görə də ε bu rejimlərdə mühərrikin etibarlı işə düşməsinə təmin etmək tələbini nəzərə alaraq seçilir. Ağır iş şəraitində işləyən və xüsusi işəsalma quruluşlarına malik olan dizellərin (məsələn, traktor dizellərinin) əsas iş rejimində yanacağın qənaətliliyini və mühərrikin uzunömürlülüyünü artırmaq məqsədi ilə sıxma dərəcəsinin nisbətən aşağı qiymətləri götürülür.

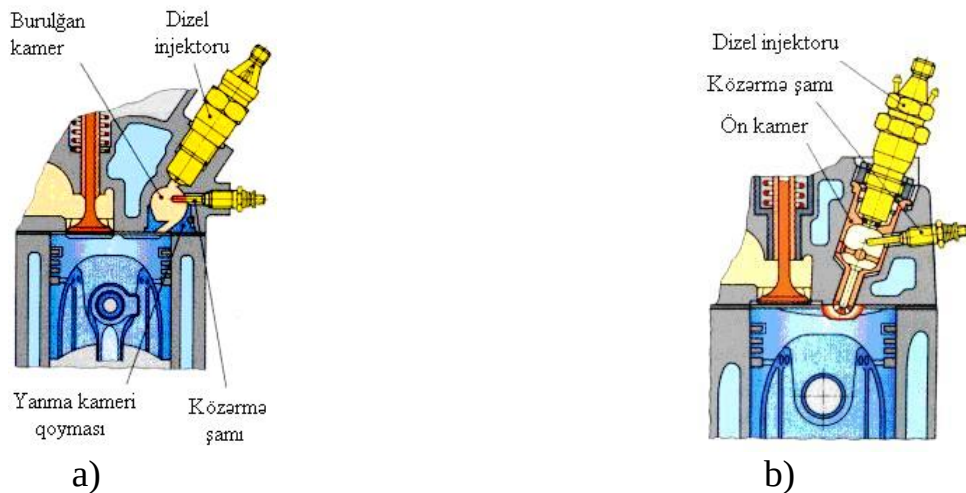
Üstəlik üfurməli dizellərdə üfurmə nasosları silindrə verilən havanı əvvəlcədən bir qədər sıxdığı üçün sıxma dərəcəsinin qiymətini azaltmaq mümkün olur. Lakin bu zaman işəsalmanın etibarlı olması təmin edilməlidir.

İkikamerli dizel mühərriklərində yanma kamerinin istilik vermə səthi böyük olduğundan, sıxmanın sonunda havanın temperaturu aşağı olur. Ona görə də etibarlı işəsalma və kiçik yük rejimlərində mühərrikin dayanıqlı işləməsinə təmin etmək üçün ε -nu nisbətən yüksək götürmək lazımdır.

Çoxyanacaqli dizellər öz-özünə alovlanma temperaturu yüksək olan yanacaqqla işlədiyindən, onların sıxma dərəcəsi istifadə edilən ən çətin alışan yanacağa görə seçilir.

Yuxarıda göstərilənlər nəzərə alınaraq dizel mühərriklərində sıxma dərəcəsi aşağıdakı hədlərdə qəbul edilir:

- birkamerli və yaxud bölünməmiş yanma kamerli və həcmi qarışdırma dizellərdə $\varepsilon = 14 \div 17$,
- burulğan yanma kamerli dizellərdə $\varepsilon = 17 \div 20$,
- ön yanma kamerli dizellərdə $\varepsilon = 16.5 \div 21$,
- üstəlik üfurməli dizellərdə $\varepsilon = 11 \div 17$.



Şəkil 13.3. Dizel mühərriklərinin yanma kamerləri:
a-burulğan kamer, b-ön kamer.

8.3. Sıxma prosesinin sonunda təzyiq və temperatur

Sıxmanın sonunda işçi qarışığın təzyiq və temperaturunu tapmaq üçün politrop prosesinin

$$PV^{n_1} = \text{const},$$

$$TV^{n_1-1} = \text{const}$$

tənliklərindən istifadə etmək olar. Prosesin a və c xarakterik nöqtələri (şəkil 8.1) üçün aşağıdakı tənlikləri yazmaq olar:

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}, \quad (8.4)$$

$$T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1}. \quad (8.5)$$

(9.4) tənliyindən:

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} [\text{MPa}] \quad (8.6)$$

və ya

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} [\text{MPa}]. \quad (8.7)$$

(9.5) tənliyindən:

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} [\text{K}] \quad (8.8)$$

və ya

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} [\text{K}]. \quad (8.9)$$

Müasir avtomobil və traktor mühərriklərində sıxmanın sonundakı təzyiq və temperatur aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılıcılımla alışdırılmalı mühərriklərdə:

$$P_c = 0.9 \div 2.5 \text{ MPa},$$

$$T_c = 600 \div 800 \text{ K},$$

- adi yüksək dövrlər sayına malik dizellərdə:

$$P_c = 3.5 \div 5.5 \text{ MPa},$$

$$T_c = 700 \div 900 \text{ K}.$$

Üstəlik üfurməli dizel mühərriklərində sıxmanın sonundakı təzyiq və temperatur üstəlik üfurmə dərəcəsinə görə məhdudlaşdırılır.

Sıxma prosesinin sonunda silindrdəki yanıcı qarışığa orta molekulyar istilik tutumu $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$ temperaturdan asılı olaraq yanıcı qarışığın tərkibinə görə ya $0 \div 1500^\circ\text{C}$ intervalında empirik düsturlar vasitəsi ilə (cədvəl 6.2), ya müəyyən temperaturlarda müvafiq cədvəllərdən istifadə etməklə [2], ya da aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = (mc_v)_{t_0}^{t_{ch}} \cdot \frac{1}{\alpha} + (mc_v)_{t_0}^{t_{cy}} \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) \left[\frac{kC}{\text{kmol} \cdot \text{der}} \right], \quad (8.10)$$

burada: $(mc_v)_{t_0}^{t_{ch}}$, $(mc_v)_{t_0}^{t_{cy}}$ – uyğun olaraq, sıxma prosesinin sonundakı hava və yanacaq buxarının orta molekulyar istilik tutumudur.

Sıxma prosesinin sonunda silindrdəki qalıq qazların orta molekulyar istilik tutumu $(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$ isə müxtəlif yanacaqlar üçün müvafiq cədvəllərdən [2] təyin edilir. Bu zaman aralıq temperaturalarda $(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$ -i təyin etmək üçün ekstrapolyasiya üsulundan istifadə edilir:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_1} = (mc_v'')_{\alpha_1}^{t_1} + \left[(mc_v'')_{\alpha_2}^{t_1} - (mc_v'')_{\alpha_1}^{t_1} \right] \cdot \frac{\alpha - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad (8.11)$$

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_2} = (mc_v'')_{\alpha_1}^{t_2} + \left[(mc_v'')_{\alpha_2}^{t_2} - (mc_v'')_{\alpha_1}^{t_2} \right] \cdot \frac{\alpha - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad (8.12)$$

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c} = (mc_v'')_{t_0}^{t_1} + \left[(mc_v'')_{t_0}^{t_2} - (mc_v'')_{t_0}^{t_1} \right] \cdot \frac{t_c - t_1}{t_2 - t_1}. \quad (8.13)$$

Sıxma prosesinin sonunda silindrin daxilindəki işçi qarışığın (yanıcı qarışıq + qalıq qazlar) orta molekulyar istilik tutumu aşağıdakı düsturla hesablanı bilər:

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{t_c} \right]. \quad (8.14)$$

Sıxma prosesinin sonunda (c nöqtəsi) əsas göstəricilər təyin edildikdən sonra yanma prosesinin başlanmasını nəzərə almaq məqsədilə sıxma əyrisinin sonunda bəzi düzəlişlər aparılır. Qıgılcım verilməsinin və yaxud püskürmənin qabaqlama bucaqlarının qiymətlərinə görə c' nöqtəsinin (şəkil 8.1) yeri tapılır. Yüksək dövrlü qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə nominal iş rejimlərində porşenin y.ö.n.-ə $30 \div 40^\circ$ qalmış qıgılcım verilir, dizel mühərriklərində isə porşenin y.ö.n.-ə $15 \div 20^\circ$ qalmış silindrə yanacaq püskürülür. Yanmanın başlanğıcını göstərən f nöqtəsinin vəziyyəti (yanma xəttinin sıxma əyrisindən ayrıldığı nöqtə) işçi qarışığın alovlanması gecikmə perioduna görə təyin edilir. Bu zaman porşen y.ö.n.-ə çatdıqda silindrdəki təzyiq təxmini olaraq $P_{c''} = (1.15 \div 1.25)P_c$ təzyiqinə qədər yüksəlir (c'' nöqtəsi).

YOXLAMA SUALLAR

1. Sıxma prosesi ərzində silindrin daxilində nə baş verir?
2. Sıxma prosesi zamanı politrop göstəricisi necə dəyişir?
3. Sıxma prosesinin adiabat göstəricisi necə təyin edilir?
4. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə sıxma dərəcəsi necə seçilir?
5. Dizel mühərriklərində sıxma dərəcəsi necə seçilir?
6. Sıxma prosesinin sonundakı təzyiq və temperatur necə təyin edilir?
7. Sıxma prosesinin sonundakı təzyiq və temperatur hansı hədlərdə dəyişir?
8. İşçi qarışığın alovlanması təzyiqi hansı ifadə ilə təyin edilir?

MÜHAZİRƏ 9

Yanma prosesi

Yanma çox mürəkkəb bir fiziki-kimyəvi prosesdir. Onun baş verməsi, gedişi və tamlığı kimyəvi reaksiyaların xüsusiyyətlərindən və sürətindən, alışma sahəsindən, istilik və kütlə mübadiləsindən, o cümlədən ətraf mühitlə istilik mübadiləsindən asılıdır. Oksidləşmə və yanma proseslərinin sürəti ya yanmada iştirak edən başlanğıc maddələrin (yanacaq və oksigen) sərf olunma sürətinə, ya da ki, temperatur və ya təzyiqin yüksəlmə sürətinə görə qiymətləndirilə bilər.

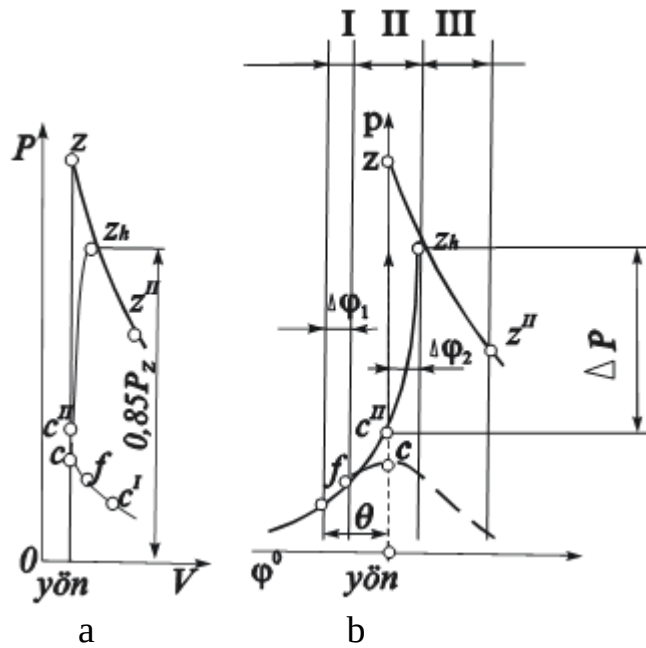
Müəyyən edilmişdir ki, bütün yanacaqlar qaz halına keçdikdən sonra yanır. Ona görə də yanma şəraitinə düşən yanacaq alışmamışdan əvvəl bir sıra ardıcıl fiziki-kimyəvi çevrilmələrdən ibarət olan qazlaşma mərhələlərini keçir. Belə ki, o, əvvəlcə buxarlanır, sonra temperaturun təsiri ilə kimyəvi aktiv məhsullarla (atom şəklində düşən element və radikallarla) zənginləşir və yalnız bundan sonra alışır. Bircinsli və yaxud homogen qarışıqlarda, daha doğrusu, yanacaq molekulları oksigen molekulları arasında bərabər paylandıqda, yanma prosesi daha tez baş verir. Bircinsli olmayan və yaxud qeyri-homogen qaz qarışıqlarında isə yanma prosesinin sürəti başlıca olaraq yanacaq buxarları ilə havanın qarşılıqlı diffuziya sürətindən asılıdır və bu zaman kimyəvi reaksiyaların sürəti yalnız ikinci dərəcəli rol oynayır. Maye yanacağın yanma sürəti onun buxarlanma və yaranan buxarların hava ilə qarışma sürətlərinə görə təyin edilir.

9.1. Qılgıcılımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinin gedişi və mərhələləri

Məlum olduğu kimi qılgıcılımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi elektrik şamının köməyi ilə həyata keçirilir. Belə ki, şamın elektrodları arasında temperaturu 1000°C -dən yuxarı olan cərəyan keçirən kanal əmələ gəlir və bu kanalda zəncirvari reaksiyanın başlanmasını təmin edən aktiv mərkəzlərin əmələgəlmə prosesi — alovqabağı proseslər başlayır. Bu reaksiyalar yanıcı qarışığın ümumi temperatur və təzyiqinin əhəmiyyətli yüksəlməsinə səbəb olur. Şamda alınan elektrik boşalmasının istiliyi alovqabağı reaksiyaların davam etməsinə təmin edərsə, onda zəncirvari reaksiyalar şiddətlənir və alışma baş verir. Aydın ki, boşalma istiliyi əsasən divarlardan ətraf mühitə ötürülsə, bu zaman zəncirvari reaksiyalar şiddətlənmir və alışma baş vermir. Alovqabağı reaksiyaların şiddətlənməsi və alışmanın baş verməsi istiliyin ətraf mühitə verilməsinə vaxt çatmadıqda və nəticədə qarışığın qızması davam etdikdə baş verir.

Qılgıcılımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanacağın buxarlanma və hava ilə qarışma prosesləri qabaqcadan getdiyi üçün qarışıq demək olar ki, homogen olur. Odur ki, şamdan alınan istilik əsasən alovqabağı reaksiyaların getməsinə və alışmanın təmin edilməsinə sərf olunur.

Qılgıcılımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinin gedişi və mərhələləri şəkil 9.1-də göstərilmişdir.



Şəkil 9.1. Qıgılıcım ilə alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin diaqramı:
a-təzyiqin həcmdən asılılığı ($P-V$),
b-təzyiqin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılığı ($P-\varphi$).

Şəkil 9.1, a-da yanma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin həcmdən, şəkil 9.1, b-də isə dirsəkli valın dönmə bucağından (φ) asılı olaraq dəyişməsi göstərilmişdir.

Yanma sonlu sürətlə getdiyi üçün, daha doğrusu, yanmanın baş verməsi üçün müəyyən bir vaxt lazım olduğu üçün, bu proses ərzində həcm də dəyişir. Odur ki, yanma izoxordan fərqli olaraq sağa tərəf meyilli bir xətt üzrə gedir.

$c'fc''z_hz''$ əyrisi yanma prosesində silindrdəki təzyiqin həqiqi dəyişməsini göstərir. Lakin yanma prosesinin parametrlərinin hesablanması sadələşdirmək məqsədi ilə prosesin şərti olaraq izoxor üzrə getdiyi və təzyiqin cz xətti ilə dəyişdiyi qəbul olunur. Hesablamaların nəticələrini həqiqətə yaxınlaşdırmaq üçün isə təcrübəyə əsaslanaraq xüsusi düzəliş əmsallarından istifadə edilir. Deməli, şərti və yaxud nəzəri yanma prosesində silindrdə maksimum təzyiq z , həqiqi yanmada isə z_h nöqtəsində alınır. z nöqtəsi, eyni zamanda nəzəri yanma prosesinin qurtardığı anı göstərir. Həqiqətdə isə yanma z'' nöqtəsində başa çatır.

Şəkil 9.1, b-dən göründüyü kimi qıgılıcım ilə alışdırılmalı mühərrikdə yanma prosesini şərti olaraq üç mərhələyə ayırmaq olar: I – ilkin mərhələ; II – sürətli yanma mərhələsi; III – yanib qurtarma mərhələsi.

I mərhələ qıgılıcım verildiyi andan (c' nöqtəsi) yanmanın başladığı ana (f nöqtəsi) qədər olan müddəti əhatə edir. Bu mərhələdə yüksək temperatur zonası olan şamın elektrodları arasında yaranan yanma mərkəzləri, inkişaf edərək tədricən turbulent alovə çevrilir. I mərhələ, dizel mühərriklərində olduğu kimi, alışmanın gecikmə və yaxud da *induksiya periodu* adlanır. Belə ki, qıgılıcım verilən anda şamın elektrodları arasında yanma mərkəzləri də əmələ gəlir. Amma, sadəcə olaraq, ilkin mərhələdə alov bu mərkəzlərdən çox yavaş yayılır və yanmada iştirak

edən yanıcı qarışıq o qədər az olur ki, indikator diaqramı üzrə təzyiqin artması nəzərə çarpmır.

I mərhələ qarışığın tərkibindən, onun temperatur və təzyiqindən, qarışığın burulğan hərəkətindən və bu hərəkətin intensivliyindən, yanacağın xassələrindən, şamda alınan qığılıcımın gücündən və s. amillərdən asılıdır.

II mərhələ yanma başlandığı andan, yəni silindrdəki təzyiq sıxma təzyiqindən fərqləndiyi (f nöqtəsi) andan təzyiq maksimum qiymət alana qədər (z_h nöqtəsi) olan periodu əhatə edir (şəkil 9.1, b) və yuxarıda deyildiyi kimi *sürətli yanma* və yaxud *görünən yanma mərhələsi* adlanır.

Yanmanın ikinci mərhələsində təzyiq çox kəskin artarsa mühərrikin işi sərtləşir. Mühərrikin çox sərt işləməsi taqquiltılarla müşayiət olunur və mühərrikin ömrünü azaldır.

Mühərrikin işinin sərtliyi görünən yanma mərhələsində təzyiq artımının dönmə bucağı artımına olan nisbəti kimi təyin edilən təzyiqin yüksəlmə sürəti ilə xarakterizə edilir. $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ nisbəti təzyiqin orta, $\frac{dP}{d\varphi}$ isə *həqiqi yüksəlmə sürəti*

adlanır. Sərtliyin müəyyən həddə qədər artması siklin orta indikator təzyiqinin artması ilə nəticələnir. Sərtliyin siklin maksimum orta təzyiqinə uyğun olan qiyməti müxtəlif mühərriklər üçün müxtəlifdir. Qeyd etmək lazımdır ki, maksimum orta təzyiqə uyğun gələn sərtliyə yol vermək həmişə məqsədəuyğun olmur. Sərtlik dərəcəsinin qiyməti həm indikator təzyiqinin yüksək olması, həm də mühərrikin ömrünün lazımı qədər alınmasını nəzərə alaraq müəyyən edilir. Ona görə çox vaxt mühərrikin ömrünün artması üçün orta indikator təzyiqinin bir qədər az olmasına yol verilir.

Müasir qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə sıxma dərəcəsi o qədər də böyük olmadıqda ($\varepsilon = 6 \div 7$) təzyiqin yüksəlmə sürətinin maksimum qiymətləri $0.1 \div 0.12 \frac{\text{MPa}}{\text{der}}$, sıxma dərəcəsinin daha yüksək qiymətlərində ($\varepsilon = 9 \div 10$) isə $0.15 \div 0.25 \frac{\text{MPa}}{\text{der}}$ hədlərində olur.

III mərhələ silindrdə təzyiqin maksimum olduğu andan başlayaraq yana bilməmiş yanacaq hissəciklərinin yanib qurtarmasına qədər (z'' nöqtəsi) davam edir və *yanıb qurtarma mərhələsi* adlanır.

Bu mərhələdə yanma prosesinin davam etməsinə baxmayaraq silindrin həcmnin böyüməsi nəticəsində təzyiqin azalması baş verir.

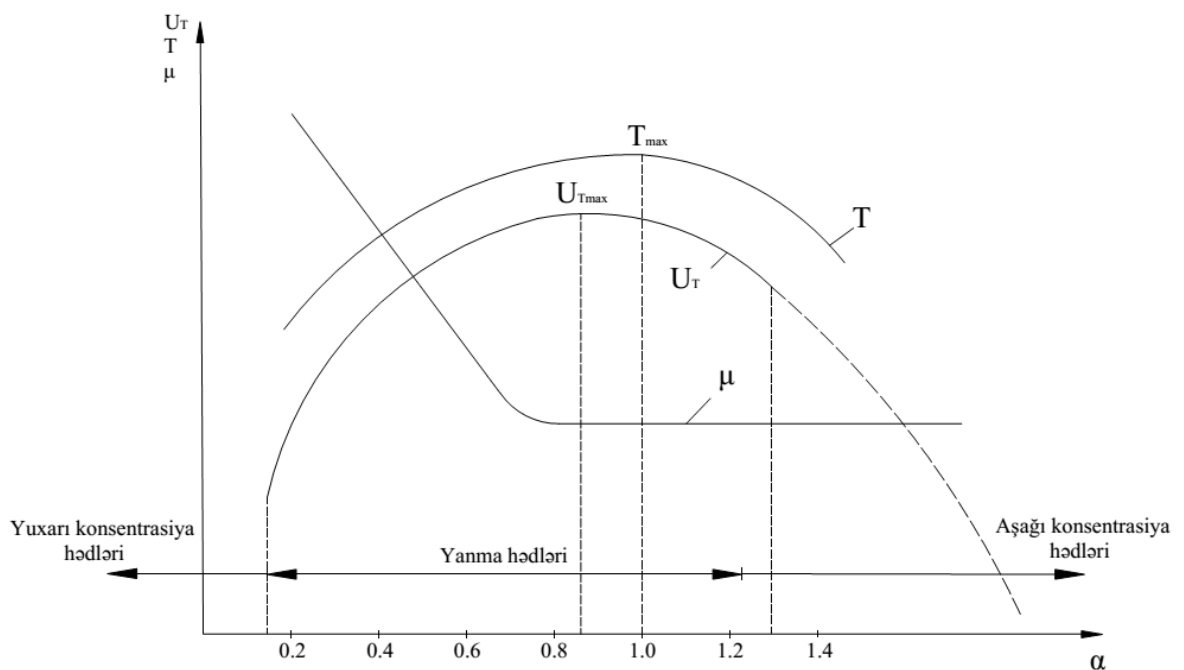
9.2. Qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinə təsir edən amillər

Qığılıcımla (məcburi) alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinə təsir göstərən əsas amillər bunlardır:

- yanıcı qarışığın tərkibi – α ,
- işçi qarışığının burulğan hərəkəti,

- qıgılıcımın verilməsinin qabaqlama bucağı – θ ,
- sıxma dərəcəsi – ε ,
- yanma kamerinin forması,
- mühərrikin yük və sürət rejimləri.

1. Yanıcı qarışığın tərkibinin təsiri. α -nın yanma prosesinə təsiri hər şeydən əvvəl kimyəvi reaksiyaların getmə sürəti ilə bağlıdır. Yanma zamanı əmələ gələn temperaturun maksimum qiyməti $\alpha=1$ olduqda alınır (şəkil 9.2). Bununla belə, alovun yayılma sürətinin (u_T), yəni kimyəvi reaksiyaların sürətinin ən böyük qiyməti bir qədər zəngin qarışıqlarda ($\alpha=0.85 \div 0.95$) yaranır. Bunun səbəbi zəngin qarışıqlar yandıqda zəncirvari reaksiyaların şaxələrinə artıran kimyəvi aktiv natamam yanma məhsullarının çox olması, həmçinin molekulyar dəyişmə əmsalının (μ) böyük qiymətlər almasıdır.



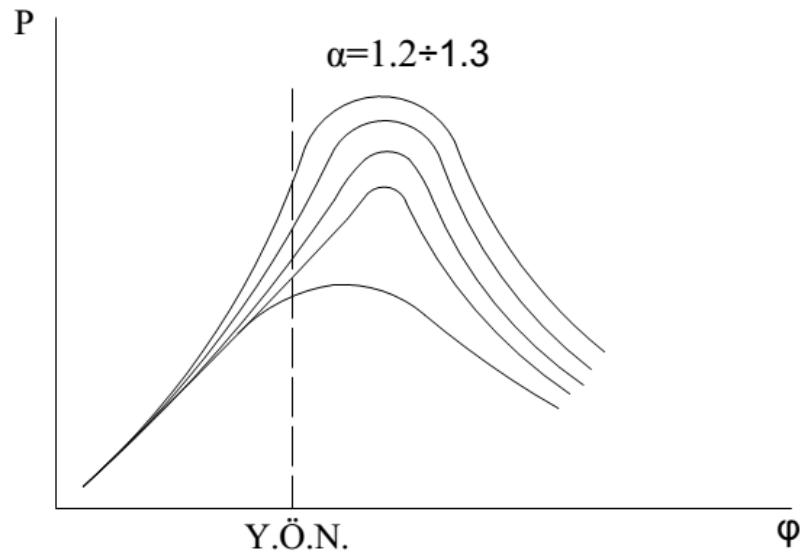
Şəkil 9.2. Qıgılıcım ilə alışdırılmalı mühərriklərdə yanıcı qarışığın tərkibinin yanma prosesinin göstəricilərinə təsirinin diaqramı.

Bildiyimiz kimi, μ artdıqda temperaturun azalmasına baxmayaraq təzyiqin artmasına, bu da öz növbəsində yanma sürətinin $\left(w_p = A \cdot \rho^m \cdot e^{-\frac{E}{RT}} \right)$ artmasına gətirib çıxarır. Ona görə də mühərrikin maksimum gücü u_{Tmax} -a uyğun gələn tərkiblərdə ($\alpha=0.85 \div 0.95$) əldə olunur. Yanıcı qarışığın tərkibi bu hədlərdən sağa və sola dəyişdikdə u_T azalır. Mühərrik şəraitində sıxma dərəcəsinin $\varepsilon = 8 \div 9$ qiymətlərində $\alpha \leq 0.4$ zəngin qarışıqlarda və $\alpha \geq 1.25 \div 1.30$ kasıb qarışıqlarda yanma baş vermir. Ona görə benzin-hava qarışığı üçün $\alpha = 0.4 \div 1.30$ tərkiblərinə *alışma hədləri* deyilir. $\alpha = 0.4$ tərkibli yanıcı qarışığın benzinə görə ən çox, yəni *yuxarı konsentrasiya həddi*, $\alpha = 1.30$ -a isə *aşağı konsentrasiya həddi* deyilir.

Yuxarı konsentrasiya həddində alovun sönməsinə səbəb oksidləşdiricinin olmamasına (çatışmaması) görə reaksiyanın yayıla bilməməsi, aşağı konsentrasiya həddində isə yanacaq molekullarının çatışmamasıdır. Aydındır ki, mühərrikin tam yük rejimində qarışıqın $\alpha = 0.85 \div 0.95$ tərkibləri, mühərrikin yükü azaldıqca isə qarışıqın kasıblaşdırılması (α -nın atması) məqsədəuyğun olardı. Lakin qılgılcımla alışıdırılmalı mühərriklərdə bütün yük rejimlərini qarışıqın tərkibinin $\alpha = 0.9 \div 1.3$ hədləri daxilində almaq mümkün olmur. Boş işləmə rejiminədək yükün azaldılması zamanı qarışıqın tərkibini $\alpha = 3.5 \div 4.0$ -dək kasıblaşdırmaq lazım gəlir. Qarışıqın $\alpha = 1.2 \div 1.3$ -dək kasıblaşma hədlərində yanma prosesinin həm sürəti zəifləyir, həm də proses qeyri-sabit olur. Bu zaman prosesin sikldən-siklə təkrar olunması bir-birinin üzərinə düşür.

Aşağı yük rejimlərində kasıb qarışıqlardan istifadə etmək həm mühərrikin yanacaq qənaətliliyini pisləşdirir, həm də işlənmiş qazların zəhərliliyini artırır bilərdi. Ona görə də forkamer-məşəllə alışıdırma və yanıcı qarışıqın təbəqələşdirilməsi mühərrikin göstəricilərini yaxşılaşdırmaq baxımından ən vacib addımlardan sayılır.

Yalnız tək forkamer-məşəllə alışıdırma tətbiq etdikdə qarışıq $\alpha = 1.5$ -dək kasıblaşdırmaq mümkündür. Daha dərin kasıblaşdırma tətbiq etmək üçün ($\alpha = 4 \div 5$) forkamer-məşəllə alışıdırma ilə yanaşı yanıcı qarışıqın təbəqələşdirilməsini və sıxma dərəcəsini $\varepsilon = 11 \div 12$ -dək artırılmasını əldə etmək lazımdır. Adi qılgılcımla alışıdırılmalı mühərriklərdə ε -nin bu qiymətlərində $\alpha = 1.4$ -dək kasıblaşdırmaq olur. Çünki, ε -nin artması təzyiqin artmasına, bu da öz növbəsində qarışıqın sıxlığının artmasına (yanacaq molekullarının bir-birinə yaxınlaşaraq parçalanmasına) səbəb olur.



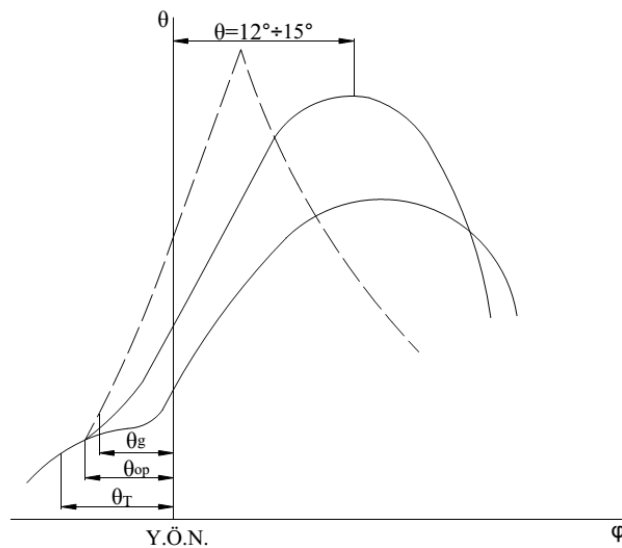
Şəkil 9.3. Qeyri-sabit yanma zamanı indikator diaqramı.

2. İşçi qarışıqının burulğanlı hərəkətinin təsiri. İşçi qarışıqı silindr içərisindəki hərəkəti alovun yayılma sürətinə böyük təsir göstərir. Təcrübələr göstərmişdir ki, işçi qarışıq hərəkət etmədikdə alovun yayılma sürəti burulğanlı hərəkət şəraitindəki sürətindən 10 dəfələrlə az olur.

Mühərrikin sürəti artdıqda işçi qarışıqın burulğanlı hərəkəti şiddətlənir. Ona görə də sürətin artması alovun yayılma sürətinin artmasına səbəb olur. Aydınır ki, işçi qarışıqın burulğanlı hərəkəti şiddətləndirmək üçün yerinə yetirilən bir sıra tədbirlər (sorma borosonon silindrə tangensial yerləşdirilməsi, sorma klapanında yönlədirici, porşenin təpəsində xüsusi sıxlaşdırıcılar düzəltmək və s.) alovun yayılma sürətinin artmasına səbəb olur. Lakin burulğanlılığı həddindən artıq şiddətləndirmək olmaz. Çünki, bu halda alovun sönməsi və soyutma aiatemində verilən istiliyin artması kimi hadisələr baş verə bilər.

3. Qığılcımın verilməsinin qabaqlama bucağının (θ) təsiri. Yanma prosesinin normal sürətlə getməsinə və z nöqtəsinin Y.Ö.N.-dən $\theta = 12^\circ \div 15^\circ$ keçmiş alınmasını əldə etmək üçün qabaqlama bucağının böyük təsiri vardır. θ -nın ancaq optimal qiymətində (θ_{op}) yanmanı bu şərt daxilində həyata keçirmək olur. Əgər qığılcım verilişinin qabaqlama bucağı tezləşdirilsə ($\theta_{tez} > \theta_{op}$) yanma prosesi tez başlayaraq onun xeyli hissəsinin sıxma taktı ərzində getməsinə səbəb olacaqdır. Yəni, təzyiqin artması sıxma prosesinin əks təzyiqi şəraitində gedəcəkdir. Belə şəraitdə yanma sürəti artır və təzyiqin sürətlə qalxmasına səbəb olur. Lakin sıxma prosesinə sərf edilən işin miqdarı artdığından (L_ϵ qədər) mühərrikin güc və qənaətlilik göstəriciləri pisləşir. Mühərrikin sərtlik dərəcəsi artdığından onun ömürüzunluğu qısalar. Həmçinin, alovun əks təzyiq şəraitində sürətlə yayılması detonasiya hadisəsini meydana çıxarır. Ona görə də qığılcım verilişini həddindən artıq tezləşdirmək əlverişli deyil (hal-hazırda mövcud olan yanacaq verilişi miqdarı standartlarında).

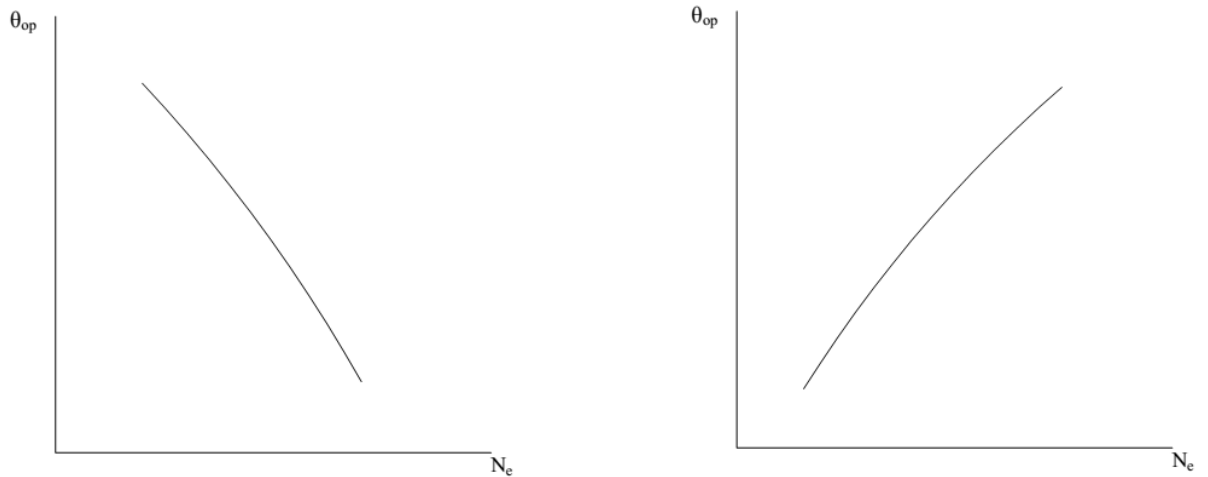
Qığılcım verilişi gecikdirildikdə ($\theta_{gec} < \theta_{op}$) yanma prosesinin gec başlaması onun əsas hissəsinin genişlənmə taktına keçməsi ilə nəticələnir. Ona görə də aşağıya doğru yerini dəyişən porşen yanma kamerinin həcmi artırır. Belə şəraitdə yanma prosesi təzyiqin azacıq qalxmasına (gücün azalmasına) və soyuq divarlara istilik ötürülməsinin çoxalmasına (yanacaq qənaətliliyinin pisləşməsinə) səbəb olur. Deməli, θ_{gec} də yanma prosesi üçün əlverişli deyil.



Şəkil 9.4. Qığılcımın verilməsinin qabaqlama bucağının optimal qiymətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı.

Mühərrikin müxtəlif sürət və yük rejimlərinə uyğun gələn konkret optimal qabaqlama bucağı mövcuddur. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yük artdıqca θ_{op} -ın qiyməti kiçilir, fırlanma tezliyi artdıqca isə artır (şəkil 9.5).

Avtomatik olaraq θ_{op} -ın qiymətini yük rejimində dəyişmək üçün alışdırma sistemində qırıcı-paylayıcının daxilində vakuum-nizamlayıcı, sürət rejimində isə mərkəzdənqaçma tipli nizamlayıcı vardır.



Şəkil 9.5. Mühərrikin müxtəlif sürət və yük rejimlərində qıgılcımın verilməsinin qabaqlama bucağının mühərrikin effektiv gücündən asılılıq diaqramları.

4. Sıxma dərəcəsinin (ε) təsiri. Sıxma dərəcəsinin artması yanmadan qabaq işçi cismin təzyiq və temperaturunu artırdığı üçün yanma prosesinin sürəti artır. Həm bu, həm də yanma kamerinin həcmnin kiçilməsi (soyuducu sistemə verilən istilik miqdarının azalması) mühərrikin güc və qənaətlilik göstəricilərini yaxşılaşdırır. Kasıblaşma həddini artırmaq mümkün olduğu üçün işlənmiş qazların tərkibində CO-nun miqdarı azalır. Lakin yanma prosesinin temperaturu artdığından ən zəhərli sayılan azot oksidi (NO) artır, həmçinin sürətlə yayılan alov öz cəbhəsində soyuq divarlara qarşı sıxılan yanmamış karbohidrogenləri artırdığından işlənmiş qazların tərkibində CH_x -in miqdarı artırır.

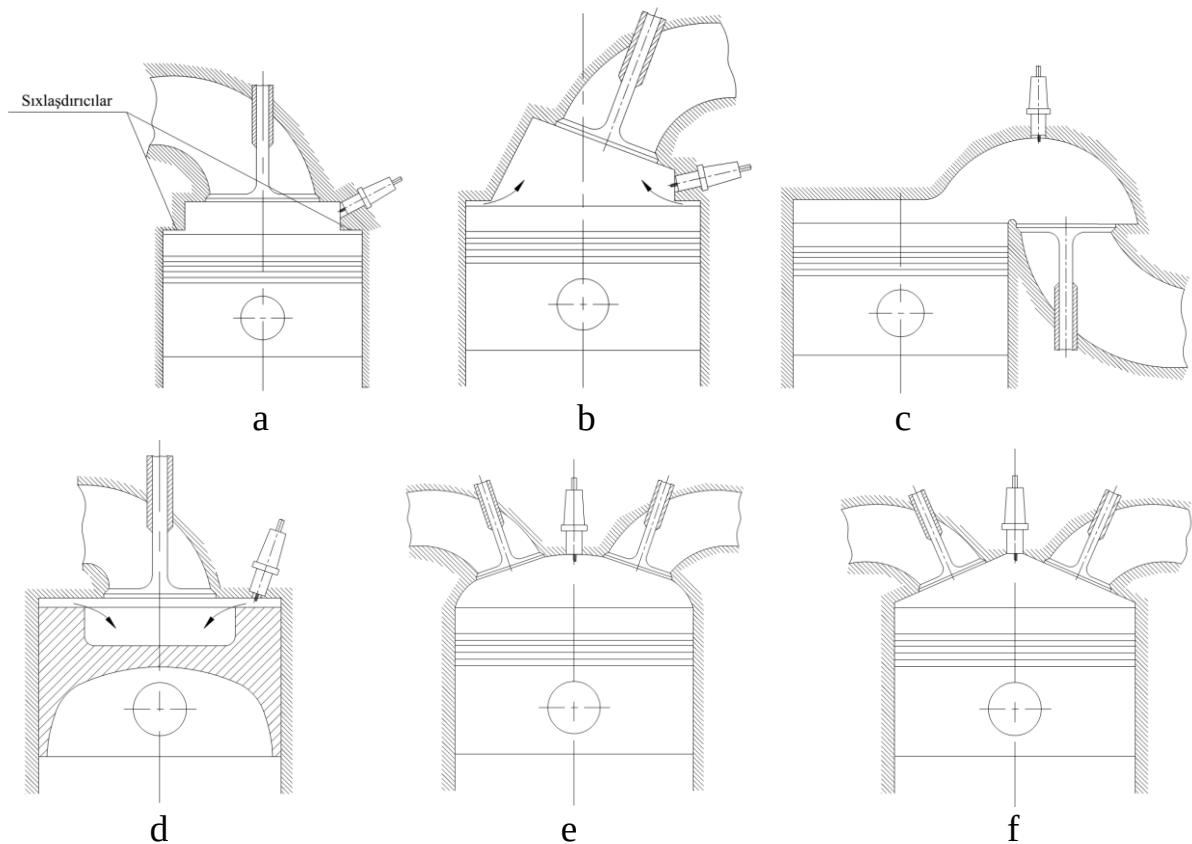
Yüksək sıxma dərəcəsinə mühərrikin NO və CH_x -ə görə zəhərlik dərəcəsini azaltmaq üçün təbəqələşdirilmiş yanıcı qarışıqdan istifadə etmək məqsədəuyğundur.

5. Yanma kamerinin formasının təsiri. Zəncirvari reaksiya yanma kamerinin soyuq divarları ətrafında söndüyü üçün və istilik enerjisinin divarlar vasitəsi ilə itirildiyinə görə kamerin yığcam olması yanma prosesinin normal getməsi üçün əsas amillərdən biridir. Yığcam yanma kameri, həmçinin detonasiyanın yaranma ehtimalını azaldır. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma kameri, əsasən silindrlər başlığında yerləşir. Birsıralı mühərriklərdə ən çox qabarıqşəkilli yanma kameri, V-şəkilli mühərriklərdə çivşəkilli (pazvari) yanma kameri daha çox tətbiq edilir (şəkil 9.6, a, b).

Klapanları oturtma tipli olan (blokda yerləşdirilən mühərriklərdə) yanma kameri silindrə nəzərən yana çəkilməmiş, yəni kənara sapmış alınır. Belə kamerin istilikkeçirmə səthi böyük olmaqla detonasiya mərkəzləri yaradan dar zonası olur. Ona görə də belə yanma kamerinin effektivliyi çox aşağıdır (şəkil 9.6, c).

Sıxma dərəcəsini detonasiyaya görə artırmaq mümkün olmadığı üçün belə yanma kamerinə malik olan mühərrikin yanacaq qənaətliliyi başqa tip kamerilərə nisbətən xeyli pis olur. Sıxma dərəcəsi yüksə olan ($\epsilon > 9$) və yanacağı birbaşa silindrə püskürülən mühərriklərdə yanma kameri porşenin üzərində hazırlanır (şəkil 9.6, d). Kamerin forması bu halda ya yarımşferik (yığcamlığı daha yüksəkdir), ya da silindrik formalı kamerlər tətbiq edilir. İstilikkeçirmə səthinin az olması baxımından bu daha əlverişlidir. Bu halda mühərrikin detonasiyaya qarşı müqaviməti daha yüksək olur. Lakin porşenin komstruksiyası mürəkkəbləşdiyindən və onun temperaturu artdığından istilik gərginliyi çoxaldığına görə ömürüzunluğu azaldığından belə konstruksiya xüsusi hallarda tətbiq edilir. Əksər yanma kameralərində yanmanın son mərhələsini sürətləndirmək üçün sıxlaşdırıcılar tətbiq olunur.

Yığcamlıq və detonasiyaya müqavimət baxımından ən əlverişli yanma kameri blok başçığında yerləşən yarımşferik (şəkil 9.6, e) və konusşəkilli (şəkil 9.6, f) yanma kameraləridir. Belə konstruksiyalarda klapanları açib-bağlamaq üçün tətbiq olunan qazpaylama mexanizmi mürəkkəbləşdiyindən mühərrikin etibarlılığı azalır. Bununla belə yanacaq qənaətliliyini artırmaq məqsədi ilə bu yanma kameraləri daha əlverişli sayılır.



Şəkil 9.6. DYM-nin yanma kameralərinin konstruksiyaları:
a-qabarıqşəkilli, b-çivşəkilli, c-yana (sapmış), d-novşəkilli, e-yarımşferik,
f-konusşəkilli.

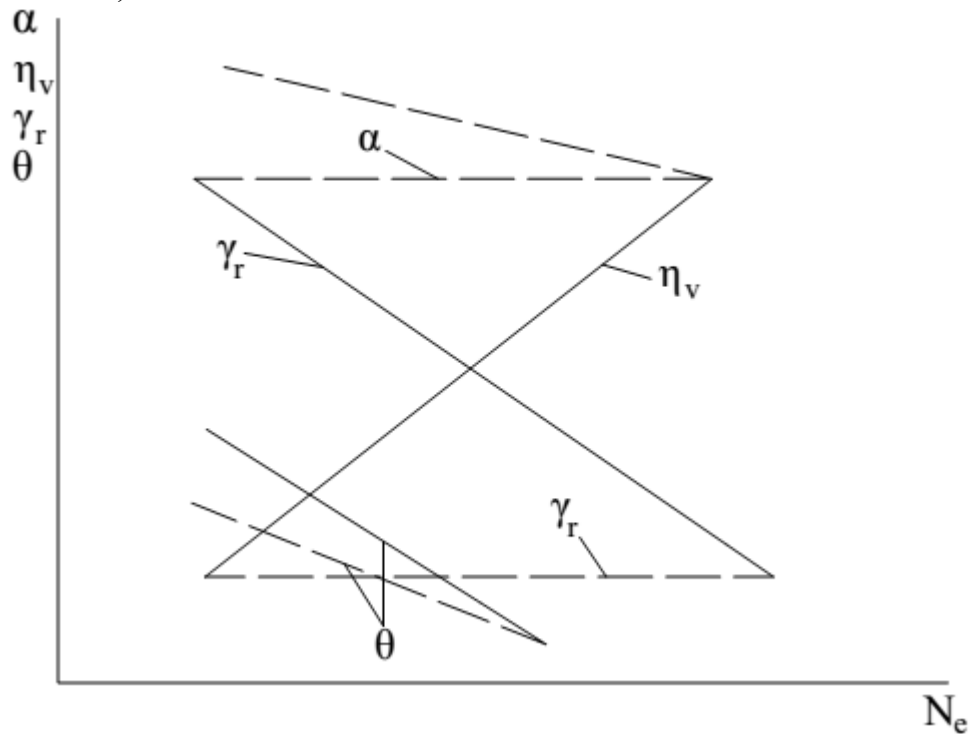
6. Yük və sürət rejimlərinin təsiri. Qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə sabit sürət rejimində yükün (N_e) dəyişdirilməsi drossel qapağının köməyi ilə əldə edilir. Bu zaman N_e -nin azalması üçün drossel qapağını bağlamaq lazımdır. Nəticədə, doldurma əmsalı (η_v) azalaraq sorulan yanıcı qarışıqın miqdarını azaldır.

Məlumdur ki, qalıq qazlar əmsalı (γ_r) η_v ilə tərs mütənəsib olaraq dəyişir, yəni N_e azaldıqca silindrdə qalan qazların nisbi miqdarı artır. Bu isə yanma sürətini azaldır, yəni mühərrikin effektivliyi pisləşir. Lazımi yanma sürətini əldə etmək üçün yanıcı qarışıqın tərkibini zənginləşdirmək (α -nı azaltmaq) tələb olunur. Bu da öz növbəsində mühərrikin aşağı yük rejimlərində yanacaq qənaətliliyini pisləşdirməklə işlənmiş qazların zəhərlik dərəcəsini artırır.

Drossel qapağının köməyi ilə yükün dəyişdirilmə üsuluna *miqdarca tənzimləmə* üsulu deyilir. Qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə ancaq bu üsul tətbiq edilir. Əgər yük azaldıqca γ_r -in artmasını aradan qaldırması tələb olunarsa, bu halda bütün yük rejimində η_v -ni sabit saxlamaq lazım gələr.

Bu halda gücün azaldılması verilən yanıcı qarışıqın tərkibini kasıblaşdırmaq yolu ilə əldə edilməlidir. Belə tənzimləmə üsuluna *tərkibcə tənzimləmə* deyilir. Məlumdur ki, qığılıcımla alışdırılma halında qarışıq $\alpha = 1.3$ -dək kasıblaşdırmaq mümkündür. Ona görə də bu halda tərkibcə tənzimləmə tətbiq etmək mümkün olmur.

Tərkibcə tənzimləmə tətbiq etmək üçün yanıcı qarışıqın kasıblaşma həddini genişləndirmək üsullarından (forkamer-məşəllə alışdırma və yanıcı qarışıqın təbəqələşdirilməsi) istifadə etmək lazımdır.

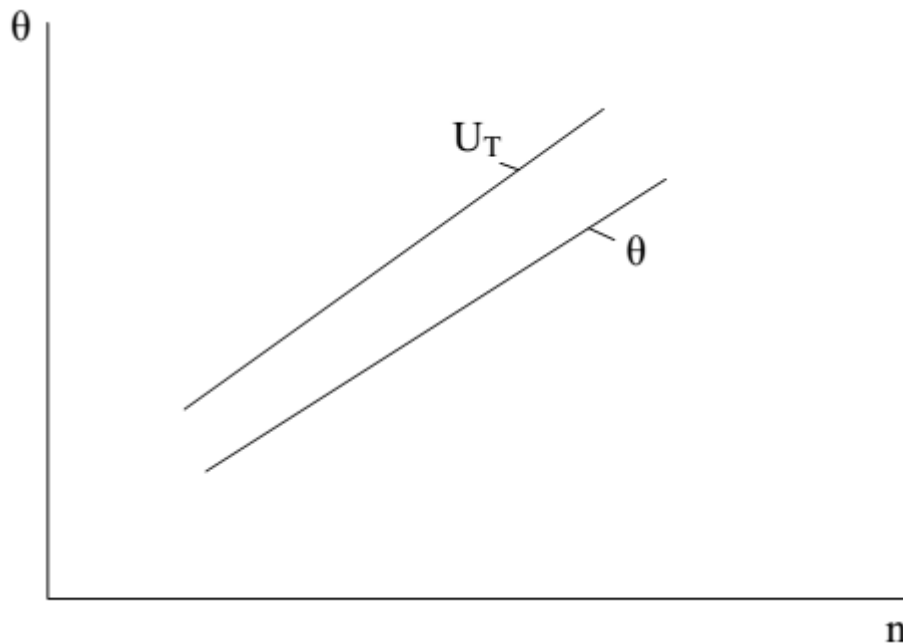


Şəkil 9.7. Hava artıqlıq əmsalının (α), doldurma əmsalının (η_v), qalıq qazlar əmsalının (γ_r) və qığılıcımın verilməsinin qabaqlama bucağının (θ) mühərrikin effektiv gücündən (N_e) asılılıq diaqramı:

—— gücün miqdarca tənzimlənməsi, — — gücün tərkibcə tənzimlənməsi.

Miqdarca tənzimləmədə N_e -nin azalması ilə yanma sürətinin zəifləməsi qabaqlama bucağının (θ) artırılmasını tələb edir. Qırıcı-paylayıcıdakı vakuum-tənzimləyici bunu avtomatik olaraq icra edir. Tərkibcə tənzimləmədə də yük azaldıqca θ -nı artırmaq lazımdır. Çünki α -nın böyüməsi yanma sürətini azaldır.

Fırlanma tezliyinin (n) artması silindrə daxil olan qarışıqın sürətini, bu da öz növbəsində qarışıqın turbulentli hərəkətini yüksəldir və yanma sürətini artırır. Ona görə də mühərrikin yüksək dövrlərindəki işi daha effektiv olur. Bununla belə, dövrlər sayının həddindən artıq artırılması ($n \leq 6000 \text{ d\ddot{a}q}^{-1}$) turbulentliyi artırırsa da yanma sürəti porşenin YÖN-də qalma müddətini kompensə edə bilmir. Yəni, yanma prosesi gecikir. Elə bu səbəbə görə də dövrlər sayının artması θ -nı artırmağı tələb edir. Bunu avtomatik olaraq mərkəzdənqaçma tənzimləyici yerinə yetirir.



Şəkil 9.8. Qığılcım verilməsinin qabaqlama bucağının (θ) və qarışıqın turbulentliliyinin (U_T) dirsəkli valın fırlanma tezliyindən asılılığı.

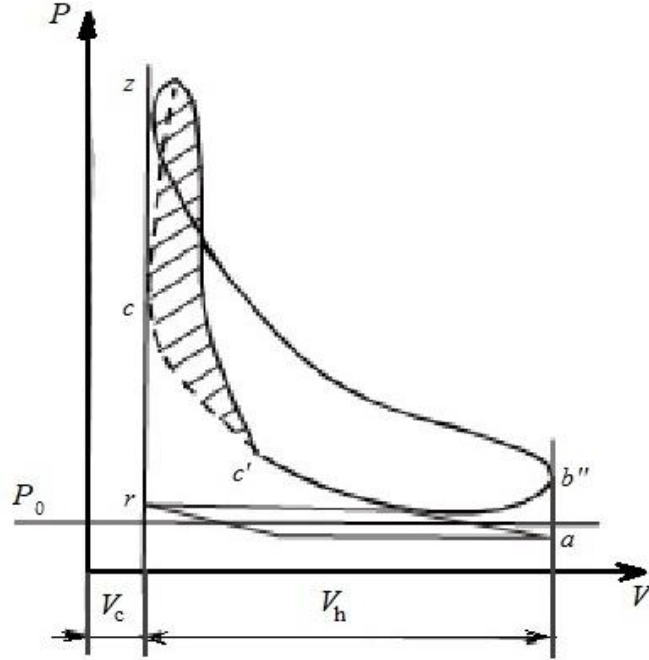
9.3. Qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə normal yanma prosesinin pozulması halları

İstismar şəraitində mühərrikin yanma prosesinin aşağıdakı pozulma halları baş verə bilər:

- vaxtından qabaq alışma,
- detonasiyanın yaranması.

Vaxtından qabaq alışma yanıcı qarışıqın hələ qığılcım verilmədən bir qədər tez alışdırılması, yəni qarışıqın sıxma taktı ərzində yandırılması halına deyilir. Belə hadisə yanma kamerində közərməş nöqtələrin (qurum çıxıntısının közərməsi, şamın elektrodlarının və xaricətmə klapanının həddindən artıq qızması və s.) yaranması nəticəsində baş verir. Bu halda yanma prosesinin bütün enerjisi sıxma prosesində porşenin hərəkəti ilə dəf edilir, sıxmaya sərf edilən iş həddindən artıq artdığından (şəkil 9.9, ştrixlənmiş sahə) mühərrikin gücü aşağı düşür. Hissələr əks yükə məruz

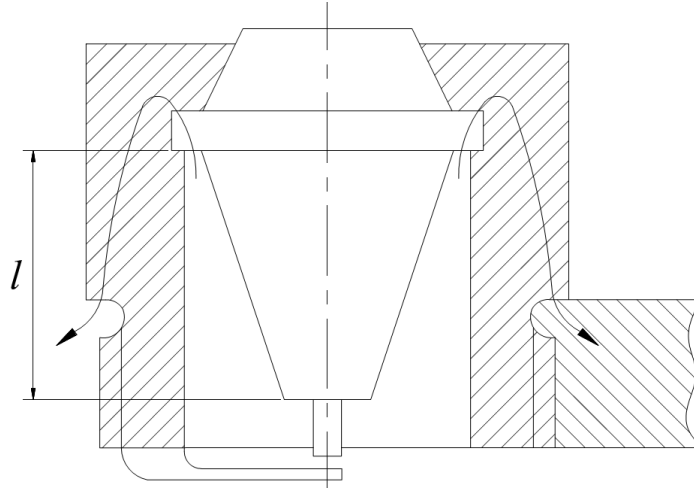
qaldığından qırılma qorxusu yaranır. Ona görə də vaxtından qabaq alışma da ziyanlı hadisədir. Çox vaxt vaxtından qabaq alışma detonasiyanın yaranmasına və ya əksinə səbəb olur. Bunları bir-birindən ayırmaq üçün alışdırma açarını bağlamaq kifayətdir. Açar bağlanan zaman mühərrik işləməyə davam edərsə, bunun vaxtından qabaq alışma olduğu aşkar edilir.



Şəkil 9.9. Vaxtından qabaq alışma ilə işləyən mühərrikin indikator diaqramı

Vaxtından qabaq alışmanın yaranmasının əsas səbəbi elektrik şamının düzgün seçilməməsidir. Şamın istilik xarakteristikasını təyin edən daxildəki izoləediciyin uzunluğu (l) o qədər olmalıdır ki, mərkəzi elektrodun ucundakı temperatur $t = 500^\circ \div 800^\circ C$ hədlərindən kənara çıxmasın. Bu zaman verilən yanacağın miqdarından asılı olaraq $t = 600^\circ \div 1000^\circ C$ ola bilər (şəkil 9.10).

$t < 500^\circ C$ olduqda şamın elektrodları qurumla tez örtülür. $t > 800^\circ C$ -də isə vaxtından qabaq alışma baş verir. l məsafəsi uzun olan şamlara *isti şam*, gödək olanlara isə *soyuq şam* deyilir. Sıxma dərəcəsi yüksək olan mühərriklərdə soyuq şamlardan istifadə edilir.



Şəkil 9.10. Elektrik şamının elektrodlarının sxemi.

Detonasiyanın yaranması aşağıdakı hallarda ola bilər:

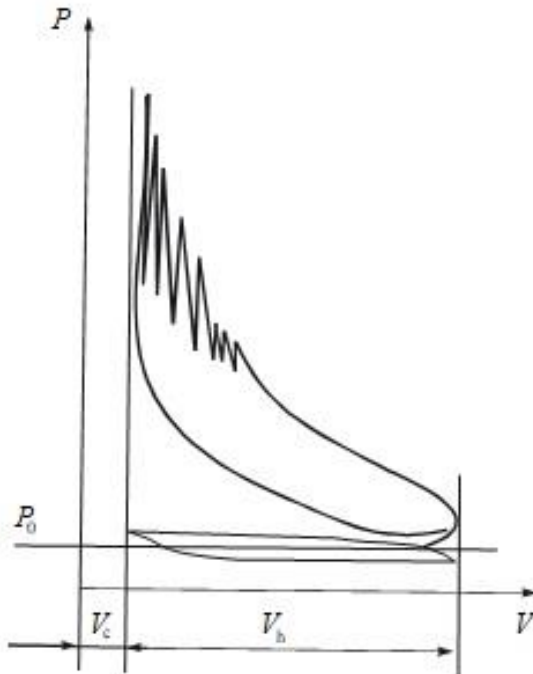
- istifadə olunan yanacaqın oktan ədədi tələb olunan qiymətə nəzərən az olanda,
- yanma kamerinin qurum bağlaması nəticəsində həcmnin kiçilməsi (ε -nın artması), həmçinin istiliyin pis keçirilməsi nəticəsində (qurum istiliyi pis keçirir) yanıcı qarışığın temperaturunun yüksəlməsi hesabına,
- soyutma sisteminin işinin pozulması nəticəsində (pərin, su vurucusunun işləməməsi, su köynəyinin ərp bağlaması) yanıcı qarışığın həddindən artıq qızaraq kritik vəziyyətdə aktivləşməsi hesabına,
- verilən yanacaq miqdarının həddindən artıq olması zamanı.

Detonasiyanın yaranması öz xarakterik cingiltili metal səsi ilə, ya da şamın əvəzinə yerləşdirilmiş xüsusi sensor və osilloqrafin köməyi ilə indikator diaqramı çıxarmaqla aşkar etmək olar. Indikator diaqramında detonasiya yanmanın sonuna yaxın detonasiya dalğasına uyğun gələn yüksək tezlikli və iti ucluqlu diaqramın yaranması ilə müşahidə edilir.

Detonasiya baş verdikdə mühərrikin gücü və qənaətliliyi azalır, işlənmiş qazlar boz qara rəngə boyanır (sərbəst karbon xaric olur).

Mühərrikin hissələri zərbəli yükə məruz qaldığı üçün onların sıradan çıxması təhlükəsi meydana çıxır. Ona görə mühərrikin detonasiya ilə işləməsinə yol verilməməlidir.

Bəzən mühərrikdə detonasiya yaranan heç bir səbəb olmadıqda da detonasiyanın yaranması meydana çıxır. Belə hal ən çox ağır yükə məruz qalan mühərrikin fırlanma tezliyinin azalma rejimlərində baş verir. Belə şəraitdə detonasiyanı aradan qadırmaq üçün ya aşağı ötürməyə keçməklə mühərrikin yükünü azaltmaq, ya da drossel qapağının dəf ediləcək yükünü kiçiltmək lazımdır.



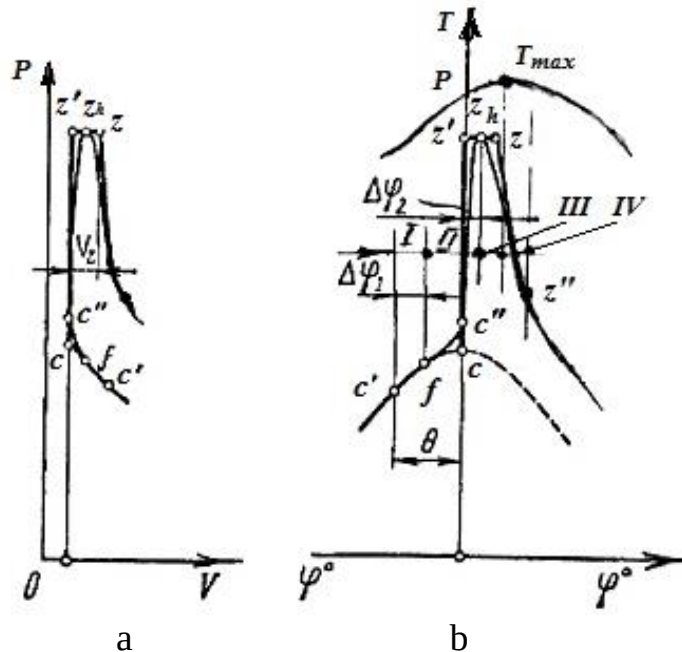
Şəkil 9.11. Detonasiya zamanı alınan indikator diaqramı.

9.4. Dizel mühərriklərdə yanma prosesinin gedişi və mərhələləri

Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdən fərqli olaraq dizel mühərriklərində alışma yanacağın qızgın hava mühitinə düşməsi zamanı öz-özünə alovlanması nəticəsində baş verir. Ona görə də bu mühərriklərdə yanıcı qarışıq yanacaq silindrə püskürüldükdən sonra və əsasən də yanma vaxtı hazırlanır. Yanacaq sıxma prosesinin sonuna yaxın porşen y.ö.n.-ə təxminən $15 \div 25^\circ$ qalmış püskürülür, püskürülmə və yanma dirsəkli valın $40 \div 60^\circ$ dönməsi üçün sərf olunan vaxt ərzində başa çatır. Bu vaxt az olduğundan dizellərdə yanacağın hava ilə yaxşı qarışması qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərə nisbətən təmin olunmur. Ona görə də yanacağın tam yanmasını təmin etmək üçün hava artıqlıq əmsalının qiymətini xeyli artırmaq lazım gəlir ki, bunun da nəticəsində silindrdəki havadan yaxşı istifadə olunmur. Bundan başqa, dizel mühərriklərində alışma bir mərkəzdən yox, eyni zamanda yaranan çoxlu miqdarda mərkəzlərdən baş verir və qızgın hava mühitinə düşən hər bir yanacaq zərrəciyi alışma mərkəzinə çevrilir.

Şəkil 9.12-də dizel mühərriklərində yanma prosesinin gedişi və onun mərhələləri göstərilmişdir. Şəkildən göründüyü kimi (şəkil 9.12, a) dizel mühərriklərində yanma prosesi nəzəri olaraq qarışıq sikl üzrə, yəni yanmanın bir hissəsi sabit həcmdə ($V = \text{const}$), bir hissəsi isə sabit təzyiqdə ($P = \text{const}$) baş verir.

Lakin həqiqətdə bu mühərriklərdə də yanma prosesi həcmə dəyişməsi ilə müşayiət olduğundan təzyiq $fc''z_hz''$ xətti üzrə dəyişir və $P_{z_h} = P_z$ qəbul olunur. Bu zaman z_h nöqtəsi porşen y.ö.n.-dən təxminən $6 \div 10^\circ$ keçmiş alınır.



Şəkil 9.12. Dizel mühərriklərində yanma prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin diaqramı:

a-təzyiqin həcmdən asılılığı ($P-V$),

b-təzyiqin dirsəkli valın dönmə bucağından ($P-\varphi$) asılılığı.

Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdən fərqli olaraq dizel mühərriklərində yanma prosesi şərti olaraq dörd mərhələyə bölünür (şəkil 9.12, b).

I mərhələ yanacağın püskürülməyə başladığı andan (c' nöqtəsi) yanmanın başlanğıcına qədər (f nöqtəsi) davam edir və ona *alışmasının gecikmə periodu* və ya *induksiya periodu* deyilir. Bu periodda verilən yanacaq özülüşmə temperaturuna qədər qızıb, alışmağa hazırlanır. Müasir avtomobil və traktor dizel mühərriklərində induksiya periodu valın $8 \div 12^\circ$ dönməsi ərzində baş verir.

II mərhələ yanmanın başlanğıcından (f nöqtəsi) silindrdəki təzyiqin maksimuma çatdığı (z_h nöqtəsi) ana qədər keçən vaxtı əhatə edir.

Bu mərhələ alışma mərkəzlərinin və alovun yayılmasının inkişaf mərhələsi və yaxud *sürətli yanma mərhələsi* adlanır.

II mərhələ silindrdəki təzyiq və temperaturun kəskin yüksəlməsi ilə xarakterizə olunur. Temperaturun belə yüksəlməsi mərhələnin sonunda yanacağın forsunkadan çıxdıqca yanmasına səbəb olur. Bu mərhələ əsasən induksiya periodundan, yanacaq püskürülməsinin xarakterindən, yanacağın tozlanma keyfiyyəti və havanın burulğan hərəkətinin intensivliyindən asılıdır. İnduksiya periodunun təsiri xüsusilə böyükdür. Bu periodun uzanması alışma başlanana qədər silindrdə toplanan yanacaq miqdarının çoxalmasına və beləliklə də, II mərhələdə təzyiqin

yüksəlmə sürətinin $\left(\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} \right)$ artmasına — mühərrikin işləmə sərtliyinin və siklin

maksimal təzyiqinin böyüməsinə səbəb olur. Ona görə də induksiya periodunun kiçik olması dizelin az sərtliklə işləməsinə və siklin maksimum təzyiqinin azalmasını təmin etdiyindən, mühərrikin ömrünün uzanmasında və çəkisinin azalmasında da həlledici rol oynayır. Dizel mühərrikləri üçün təzyiqin orta

yüksəlmə sürətinin buraxıla bilən qiymətləri $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 0.2 \div 0.6 \frac{MPa}{der}$ hədlərində

dəyişir. Həcmi qarışdırılmalı dizel mühərriklərində təzyiqin maksimal yüksəlmə

sürəti $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 1 \div 1.2 \frac{MPa}{der}$ hədlərinə qədər yüksələ bilər.

III mərhələ silindrdəki təzyiq maksimum olduğu (z_h nöqtəsi) andan yanma məhsullarının temperaturunun maksimuma (T_{max}) çatdığı ana qədər davam edir və yanacağın əsas kütləsinin *tədricən yanma mərhələsi* adlanır. Yanacağın püskürülməsi bu mərhələnin sonuna yaxın qurtarır. Silindrə püskürülən yanacağın xeyli hissəsinin bu mərhələdə yanmasına və temperaturun yüksək olmasına baxmayaraq təzyiq çox az dəyişir, temperaturun maksimum qiymət aldığı nöqtə isə təzyiqin maksimum olduğu nöqtəyə nəzərən bir qədər sağa sürüşür. Bunun səbəbi həcmə sürətlə böyüməsi və istilik itkilərinin artmasıdır. III mərhələdə yanmanın sürəti yanacaq buxarlarının hava ilə qarışma intensivliyindən asılıdır. Bu mərhələnin yanacaq verilişi ilə bir zamanda qurtarması əlverişlidir. Belə olan halda ayrılan istilikdən də səmərəli istifadə etmək imkanı yaranır.

IV mərhələ silindrdə temperaturun maksimum olduğu andan (T_{max}) başlayaraq, yana bilməmiş yanacağın yanıb qurtarmasına qədər (z'' nöqtəsi) davam edir və *yanıb qurtarma mərhələsi* adlanır. Silindrdə oksigenin azalması, təsirsiz yanma məhsullarının çoxluğu və həcmə çox böyüməsi bu mərhələdə yanmanın zəif getməsinə səbəb olur.

IV mərhələ III mərhələdəki yanma intensivliyindən, yanacaq püskürülməsinin son mərhələsində tozlanma və qarışmanın keyfiyyətindən asılıdır. Mübadilə səthinin böyüməsi və genişlənmə imkanı məhdud olduğundan, bu mərhələdə ayrılan istilikdən çox pis istifadə olunur. Ona görə də IV mərhələnin olması məqsədəuyğun deyil. Əgər III mərhələdə püskürülən yanacaq tamamilə yanıb qurtarsa idi, onda IV mərhələ də alınmazdı. IV mərhələnin əmələ gəlməsi soyutma sisteminə verilən və yanma məhsulları ilə itirilən istiliyin artması ilə nəticələnir.

9.5. Dizel mühərriklərində yanma prosesinə təsir edən amillər

Silindrə birbaşa püskürülən dizel mühərriklərində alışma yanacağın qızgın hava mühitinə düşməsi nəticəsində baş verir. Burada yanıcı qarışıq, əsasən yanma vaxtı hazırlanır. Yanacaq sıxma taktının sonunda dirsəkli valın Y.Ö.N. vəziyyətinə $5^\circ \div 20^\circ$ ($0.07 \div 0.175 \text{ rad}$) qalmış püskürülür. Püskürmə $20^\circ \div 37^\circ$, yanma isə $25^\circ \div 45^\circ$ dirsəkli valın dönməsi üçün sərf olunan vaxt ərzində başa çatır. Bu vaxt az olduğundan dizellərdə yanacağın hava ilə qarışması keyfiyyəti verilən yanacağın miqdarından asılı olaraq dəyişir. Püskürülən yanacağın miqdarı optimaldan artıq olanda hava artıqlıq əmsalı kişilir, natamam yanma məhsulları artır.

Yanacağın xassələrinin təsiri. Dizeldə yanma prosesinin I periodunun (induksiya periodu) təyin edən əsas amil püskürülən yanacağın özüləşmə temperaturudur. Bu temperatur nə qədər aşağı olsa, induksiya periodu bir o qədər kiçik olur. Parafin sırası karbohidrogenlərinin özüləşmə temperaturları aşağı olduğundan, onların yanması zamanı induksiya periodu kiçik olur. Bioyanacaqların özüləşmə temperaturları setan ədədi 45 olan dizel yanacaqlarına nisbətən aşağı olr.

Məlum olduğu kimi, yanacaqların özüləşmə qabiliyyəti setan ədədi ilə xarakterizə olunur. Setan ədədi yüksək olan yanacaqların yanması zamanı induksiya periodu kiçilir.

Yanacağın xüsusi çəkisi (sıxlığı) və buxarlanma keyfiyyəti də yanma prosesinə çox təsir göstərir. Buxarlanma qabiliyyəti yüksək olan yanacaqlarla işləyərkən induksiya periodu daha da böyüyür.

Yanıcı və işçi qarışığın tərkibi. Dizeldə yanma prosesinə yanıcı və işçi qarışığın tərkibinin təsirini nəzərdən keçirərkən, mühərrikin qızmasının yanmanın intensivliyinə və yanıcı qarışığın tərkibinin də öz növbəsində qızmaya təsirini nəzərə almaq lazımdır. Belə ki, yanıcı qarışıq zənginləşdikcə sikllik istiliyi çoxaldığından mühərrikin qızması da artır. Zənginləşmənin qiyməti müəyyən həddən keçdikdən sonra dizel bərk tüstüləyir və onun işi normal hesab olunmur.

Müasir dizel mühərrikləri aşağıdakı tərkiblərdə qənaətbəxş işləyə bilər:

- birkamerli dizellər – $\alpha = 1.6 \div 8.0$ və çox,
- bölünmüş kamerli dizellər – $\alpha = 1.3 \div 8.0$ və çox,
- təbəqəli qarışdırılmalı dizellər – $\alpha = 1.2 \div 8.0$ və çox,
- ikimərhələli qarışdırılmalı dizellər – $\alpha = 1.1 \div 8.0$ və çox.

Dizellərin nisbətən zəngin qarışıqla səmərəli işləməsini təmin etmək üçün yanıcı qarışığın hazırlama proseslərini təkmilləşdirmək tədbirlərindən istifadə olunur. Bu tədbirlər içərisində ikimərhələli qarışdırma üsulu daha çox üstünlük

qazanmışdır. İkimərhələli qarışdırma nəticəsində dizəldə havadan praktiki olaraq tam istifadə etmək mümkündür.

Sıxma dərəcəsi və üstəlik üfurmənin təsiri. Sıxma dərəcəsi artdıqca sıxma prosesinin sonunda temperatur və təzyiq artdığından induksiya periodu kiçilir. Ona görə sıxma dərəcəsinin böyük olması yanma prosesini yaxşılaşdırır. Yanmanın bu üsil ilə yaxşılaşdırılması siklin maksimum təzyiqinin artmasına səbəb olur.

Üstəlik üfurmə silindrə doldurulan havanın başlanğıc temperatur və təzyiqinin artmasına, beləliklə də sıxma zamanı bu göstəricilərin daha da yüksəlməsinə səbəb olaraq induksiya periodunu azaldır.

İşçi qarışığın hazırlanma üsulunun təsiri. İşçi qarışıq hazırlanma üsulunun təsiri induksiya periodu ərzində silindrə verilən yanacaq miqdarını optimallaşdırmaq, yanacağın bir hissəsinin əvvəlcədən aktivləşdirmək və yanmanın son mərhələsində prosesi intensivləşdirmək, həmçinin havadan yaxşı istifadə etmək üçün burulğan hərəkətin əmələ gətirilməsi kimi tədbirlərin həyata keçirilməsi ilə əlaqədardır.

Yanma kamerində olan qızmış hissələrin və mühərrikin iş ejiminin təsiri. Yanma kamerində qızmış hissələrin olması induksiya periodunu qısaldır. Bölünmüş yanma kamerli dizəllərdə əlavə kamer ilə əsas kameri birləşdirən kanallarda yerləşən soyudulmayan boğazlıqlar, porşenin təpəsində düzəldilən pis soyudulan çıxıntılar və s. qızgın elementlər rolunu oynayır.

Yük rejimi ağırlaşdıqda yandırılan yanacağın miqdarı və deməli, ayrılan istilik çoxaldığından, mühərrikin qızması artır. Bu da induksiya periodunun azalmasına və yanmanın yaxşılaşmasına səbəb olur.

Soyutma sistemində temperaturun yüksəldilməsi tədbirləri də eyni yolla yanma prosesinin yaxşılaşmasına imkan verir.

Mühərrikin dirsəkli valının fırlanma tezliyinin artması bir tərəfdən işçi qarışığın burulğan hərəkətinin şiddətlənməsinə, digər tərəfdən də soyutma sisteminə verilən istiliyin azalması nəticəsində qızmasının artmasına səbəb olaraq yanma prosesini yaxşılaşdırır. Lakin sürətin artması eyni zamanda yanmaya ayrılan vaxtın azalmasına səbəb olur.

Püskürmənin tezləşdirmə bucağının təsiri. Yanacaq püskürülməsinin tezləşdirmə bucağının (θ) kiçilməsi yanacağın silindrə havanın daha çox sıxıldığı, yəni temperaturun daha yüksək olduğu anda daxil olması ilə baş verir və beləliklə, daha az induksiya periodu ilə alışır.

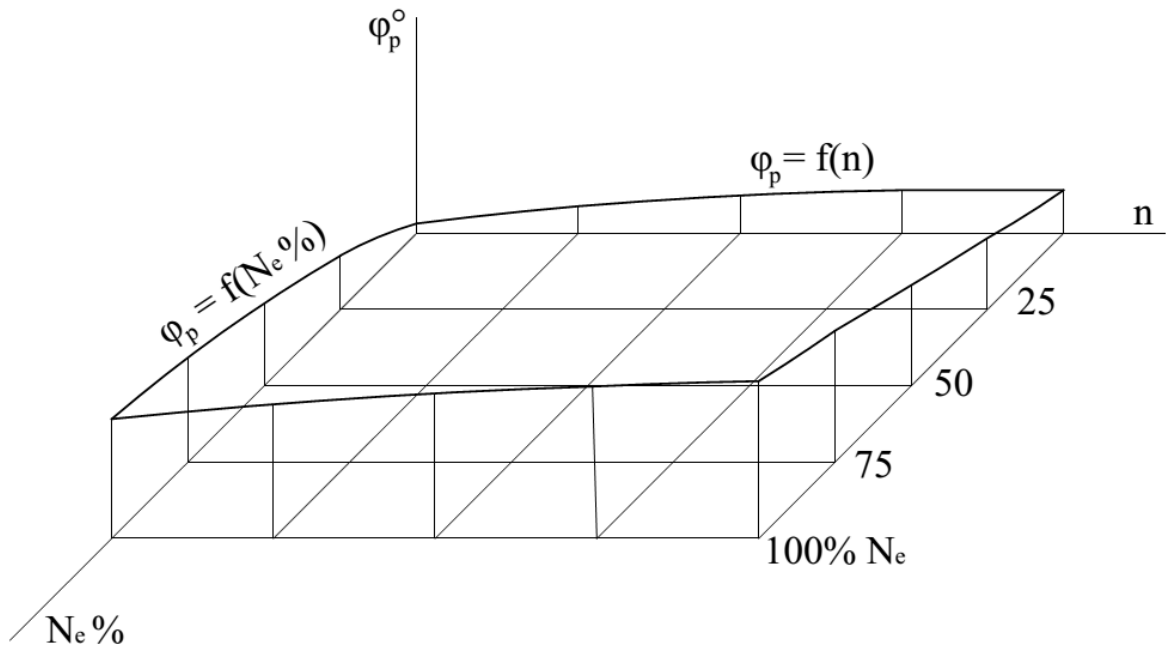
Silindrə püskürülən yanacağın miqdarı çoxaldıqca (yük artan zaman) onun yanıb qurtarması üçün lazım olan vaxt artır, gec püskürülən yanacaq tez alışsa da vaxtında yanıb qurtara bilmir və nəticədə yanıb qurtarma periodu böyüyür.

Mühərrikin dirsəkli valının fırlanma tezliyinin artması, yuxarıda deyildiyi kimi, bir tərəfdən yanma sürətini artırarsa, digər tərəfdən yanmaya ayrılan vaxtın azalmasına səbəb olur. Ona görə püskürmənin tezləşdirmə bucağı həm alışmanın, həm də yanmanın qənaətbəxş olmasını təmin etməlidir.

Şəkil 9.13-də püskürmənin tezləşdirmə bucağının əlverişli qiymətinin mühərrikin yük və sürət rejimindən asılılığının qrafiki təsviri verilmişdir.

Şəkildən göründüyü kimi, yük və sürət artdıqca püskürmənin tezləşdirmə bucağı artır. Bu onunla izah edilir ki, həm yük, həm də sürət artdıqca mühərrikin

qızması və yanma sürətinin artması daha tez püskürülən yanacağın qənaətbəxş özülüşməsini və vaxtında yanmasını təmin edə bilər.



Şəkil 9.13. Püskürmənin tezləşdirmə bucağının qiymətinin mühərrikin yük və sürət rejimindən asılılıq diaqramı.

9.6. Qıgılımla alışdırılmalı mühərriklər üçün yanma tənliyi

Məlum olduğu kimi, sıxma prosesinin sonuna yaxın elektrik şamından verilən qıgılımla silindrdəki yanıcı qarışığı alışdırır. Yanma sonlu sürətlə getdiyi üçün prosesin gedişində həcm dəyişir və ona görə də yanma izoxordan (cz) fərqli olaraq, sağa tərəf meyilli bir xətt ($fc''z_h$) üzrə gedir (şəkil 9.1). Lakin yanma prosesinin parametrlərinin hesablanması sadələşdirmək məqsədi ilə prosesin şərti olaraq izoxor üzrə getdiyi qəbul edilir.

Qəbul etdiyimiz şəraitdə termodinamikanın I qanununa əsasən qıgılımla alışdırılmalı mühərriklər üçün ümumi halda yanma tənliyi aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{itki} = (U_z - U_c) + L_{cz}, \quad (9.1)$$

burada: H_u – yanacağın aşağı yanma istiliyi [kC];

Q_{itki} – istilikverməni, yanacağın yanıb qurtarmasının genişlənmə xəttinə keçməsinə və dissosiasiyaya (yanma məhsullarının yüksək temperaturun təsiri ilə parçalanması) nəzərə alan istilik itkiləri [kC];

U_z və U_c – uyğun olaraq görünən yanma prosesinin sonunda silindrdəki qazların və sıxma prosesinin sonunda silindrdəki işçi qarışığın daxili enerjisi [kC];

L_{cz} – c nöqtəsindən z nöqtəsinə qədər qazların genişlənmə işinə sərf olunan istilikdir $[kC]$ (qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi nəzəri olaraq $V = const$ şəraitində baş verdiyindən $L_{cz} = 0$ qəbul edilir).

cz izoxoru üçün yanma tənliyi bir qədər də qısa şəkildə yazıla bilər:

$$\xi_z (H_u - \Delta H_u) = U_z - U_c, \quad (9.2)$$

burada $\xi_z = \frac{(H_u - \Delta H_u) - Q_{itki}}{H_u - \Delta H_u}$ – yanma istiliyindən istifadə olunma əmsalı adlanır.

ξ_z əmsalı yanacağın aşağı yanma istiliyinin qazların daxili enerjisinin $(U_z - U_c)$ qədər artmasına və L_{cz} işinin görülməsinə sərf olunan hissəsini göstərir.

İstilikdən istifadə olunma əmsalı təcrübələrə əsasən mühərrikin konstruksiyasından, onun iş rejimindən, soyutma sistemindən, yanma kamerinin formasından, yanıcı qarışığın hazırlanma üsulundan və mühərrikin dövrlər sayından asılı olaraq qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $\xi_z = 0.8 \div 0.95$ hədlərində qəbul edilir.

Yanma kamerinin soyutma səthinin azalması, yanıb qurtarma mərhələsinin kiçilməsi, yanma sürətinin və sıxma dərəcəsinin artması ξ_z əmsalının artmasına səbəb olan əsas amillərdən hesab olunur. Bundan başqa mühərrikin yükünün və dövrlər sayının azalması nəticəsində istilikdən istifadə olunma əmsalı aşağı düşür.

(9.2) ifadəsinin üzərində müəyyən çevrilmələr aparmaqla yanma tənliyini hesablama üçün münasib şəkllə salmaq olar.

İstiliyi sabit həcmdə verilən ($V = const$) sikllə işləyən qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün yanma tənliyi aşağıdakı kimidir:

$$\xi_z H_{i\dot{q},qar.} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu (mc''_v)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z, \quad (9.3)$$

burada: $H_{i\dot{q},qar.}$ – (6.11) ifadəsi ilə təyin olunan işçi qarışığın aşağı yanma istiliyi;

$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$ – (8.13) ifadəsi ilə təyin olunan sıxma prosesinin sonunda işçi

qarışığın orta molekulyar istilik tutumu $\left[\frac{kC}{kmol \cdot der} \right]$

$(mc''_v)_{t_0}^{t_z}$ – yanma məhsullarının sabit həcmdəki orta molekulyar istilik tutumudur:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{vCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_z} \right] \left[\frac{kC}{kmol \cdot der} \right]. \quad (9.4)$$

9.7. Dizel mühərrikləri üçün yanma tənliyi

Dizel mühərriklərində yanma prosesi nəzəri olaraq əvvəlcə sabit həcmdə (cz' xətti üzrə), sonra isə sabit təzyiqdə ($z'z$ xətti üzrə) baş verir (şəkil 9.2). Həqiqətdə isə yanma bir qədər dəyişən həcm və təzyiqdə gedir ($fc''z_{hz''}$). Lakin yanma tənliyinin çıxarılışında prosesin nəzəri şəkildə olduğu kimi getdiyi qəbul olunur.

Qəbul olunmuş şərtə əsasən dizel mühərriki üçün yanma tənliyi ümumi halda aşağıdakı kimi yazıla bilər ($\alpha \geq 1$ halı üçün):

$$H_u - Q_{itki} = (U_z - U_c) + L_{cz}. \quad (9.5)$$

Nəzəri yanma prosesi üçün istilik balans tənliyini (9.5) daha qısa şəkildə də yazmaq olar:

$$\xi_z H_u = (U_z - U_c) + L_{cz}. \quad (9.6)$$

İstilikdən istifadə olunma əmsalının (ξ_z) qiyməti dizellərdə də qılgılımla alışdırılmalı mühərriklərdə nəzərdən keçirilən amillərdən asılı olur. Lakin burada dissosiasiyanın təsiri nəzərə alınmayacaq dərəcədə kiçikdir (çünki dizeldə $\alpha > 1$ olduğundan, yanma temperaturu 2000 K-ə, bəzi hallarda isə 2400 K-ə qədər olur). Dizellərdə yanıb qurtarma daha çox olduğundan ξ_z -in qiyməti qılgılımla alışdırılmalı mühərriklərə nisbətən bir qədər aşağı olur:

- itisürətli bölünməmiş yanma kamerli dizel mühərrikləri üçün $\xi_z = 0.7 \div 0.88$,
- bölünmüş yanma kamerli dizellər üçün $\xi_z = 0.65 \div 0.8$.

(9.6) tənliyindəki hədlərin ifadələrini yerinə yazılıb müəyyən çevrilmələr aparılsa, qarışıq sikl üzrə ($V = const$ və $P = const$) işləyən dizel mühərrikləri üçün yanma tənliyi aşağıdakı kimi olar:

$$\xi_z H_{i\gamma, qar.} + \left[(mc'_v)_{t_0}^{t_c} + 8.315\lambda \right] \cdot t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_p)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z, \quad (9.7)$$

burada: $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – təzyiqin yüksəlmə dərəcəsidir, $RT_0 = 8.315 \cdot 273 = 2270$,

$$(mc''_p)_{t_0}^{t_z} = (mc''_v)_{t_0}^{t_z} + 8.315 \left[\frac{kC}{kmol \cdot der} \right] - \text{yanma məhsullarının sabit}$$

təzyiqdəki orta molekulyar istilik tutumudur:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} (mc''_{vO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_z} \right] + \left[\frac{kC}{kmol \cdot der} \right]. \quad (9.8)$$

Qılgılımla alışdırılmalı mühərriklərdə $\lambda = 3.2 \div 4.2$ hədlərində dəyişir. Dizel mühərriklərində təzyiqin yüksəlmə dərəcəsi başlıca olaraq silindrə verilən yanacağın miqdarından, yanma kamerinin formasından və yanıcı qarışığın hazırlanma üsulundan asılı olub təcrübələrə əsasən təyin edilir. Bundan başqa, induksiya periodunun artması nəticəsində də λ böyüyür. Müxtəlif tip dizel mühərrikləri üçün λ aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- bölünməmiş yanma kamerli və həcmi qarışdırılmalı dizellər üçün $\lambda = 1.6 \div 2.5$;

- burulğan və ön yanma kamerli, o cümlədən bölünməmiş və təbəqəli qarışdırılmalı dizellər üçün $\lambda = 1.2 \div 1.8$;
- üstəlik üfurməli dizellər üçün λ yanmada temperatur və təzyiqin buraxılabilən qiymətlərinə əsasən təyin edilir.

9.8. Yanma prosesinin sonundakı təzyiq və temperaturun təyin edilməsi

Qıgılcımla alışdırılmalı və dizel mühərrikləri üçün (9.3) və (9.7) tənliklərinə iki məchul daxildir: görünən yanmanın sonundakı temperatur t_z və həmin temperaturda yanma məhsullarının sabit həcmdə və sabit təzyiqdə orta molekulyar istilik tutumları $(mc_v'')_{t_0}^{t_z}$ və $(mc_p'')_{t_0}^{t_z}$. Ona görə də yanmanın sonundakı temperatur bu tənliklərdən iki üsulla tapıla bilər. Əvvəlcə t_z -ə müəyyən qiymətlər verib yanma məhsullarının orta molekulyar istilik tutumları müvafiq olaraq cədvəllərdən tapılır və daha sonra isə yanma tənliyinin eyniliyə çevrilib-çevrilmədiyi yoxlanılır. T_z -in eyniliyin alınmasını təmin edən qiyməti axtarılan qiymət olur. Yaxud da yanma məhsullarının istilik tutumlarının hesablandığı empirik düsturlardan (cədvəl 7) istifadə edərək, yanma tənliklərini kvadrat tənlik şəklinə gətirib, onu həll edərək t_z -i təyin edirlər:

$$At_z^2 + Bt_z - C = 0. \quad (9.9)$$

burada A , B və C – çevrilmələr nəticəsində alınan məlum ədədi qiymətlərdir.

Bu kvadrat tənliyin müsbət kökü yanma prosesinin sonundakı temperaturdur:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (9.10)$$

$$T_z = t_z + 273 \text{ [K]}. \quad (9.11)$$

İstiliyi sabit həcmdə ($V = \text{const}$) verilən sikllə işləyən qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün yanmanın sonundakı təzyiq aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$P_z V_z = (M_2 + M_r) RT_z, \quad (9.12)$$

$$P_c V_c = (M_1 + M_r) RT_c. \quad (9.13)$$

Bu tənlikləri tərəf-tərəfə bölüb $V_z = V_c$ və $\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}$ olduğunu nəzərə alsaq aşağıdakı ifadəni yazmaq olar:

$$P_z = \frac{\mu P_c T_z}{T_c} \text{ [MPa]}. \quad (9.14)$$

Qarışıq sikllə işləyən dizel mühərrikləri üçün yanmanın sonundakı təzyiq:

$$P_z = \lambda P_c \text{ [MPa]}. \quad (9.15)$$

Bu mühərriklər üçün (9.12) və (9.13) tənliklərinin tərəf-tərəfə bölsək alarıq:

$$\rho = \mu \left(\frac{P_c}{P_z} \right) \left(\frac{T_z}{T_c} \right) = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (9.16)$$

burada ρ – həcmnin qabaqcadan genişlənmə dərəcəsidir:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \quad (9.17)$$

Qabaqcadan genişlənmə prosesində porşenin azad etdiyi həcm:

$$V_z - V_c = V_c(\rho - 1). \quad (9.18)$$

Dizel mühərriklərində $\rho = 1.2 \div 1.7$ hədlərində dəyişir.

Yanmanın sonundakı həqiqi təzyiq:

- qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$P_{zh} = 0.85P_z \text{ [MPa]}, \quad (9.19)$$

- dizel mühərriklərində

$$P_{zh} = P_z \text{ [MPa]}. \quad (9.20)$$

Müasir avtomobil və traktor mühərrikləri üçün yanma sonundakı temperatur və təzyiq tam yük rejimlərində aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$T_z = 2400 \div 2900 \text{ K}$$

$$P_z = 3.5 \div 7.5 \text{ MPa}$$

$$P_{zh} = 3 \div 6.5 \text{ MPa}$$

-dizel mühərriklərində

$$T_z = 1800 \div 2300 \text{ K}$$

$$P_{zh} = P_z = 5 \div 12.0 \text{ MPa}.$$

Dizel mühərriklərində yanmanın sonundakı temperaturun az olması aşağıdakı amillərlə bağlıdır:

- hava artıqlıq əmsalının böyük olması nəticəsində silindrdəki havanın qızdırılması üçün əlavə istiliyin sərf olunması;

- görünən yanma mərhələsində istilikdən istifadə olunma əmsalının kiçik olması;

- genişlənmə zamanı yanma prosesinin və yanıb qurtarmanın xarakterinin fərqli olması;

- həcmə qabaqcadan genişlənməsi prosesində (z/z hissəsi) işin yerinə yetirilməsi üçün müəyyən istiliyin sərf olunması.

YOXLAMA SUALLAR

1. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesi necə baş verir və hansı mərhələlərdən ibarətdir?

2. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinin I mərhələsi necə adlanır, bu mərhələ ərzində nə baş verir və bu mərhələyə hansı amillər təsir göstərir?

3. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanma prosesinin II və III mərhələləri necə adlanır, bu mərhələlər ərzində nə baş verir və bu mərhələlərə hansı amillər təsir göstərir?

4. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yanıcı qarışığın tərkibi, qıgılcımın verilməsinin qabaqlama bucağı, yanıcı qarışığın tərkibi, işçi qarışığının burulğan

hərəkəti, sıxma dərəcəsi, yanma kamerinin forması və mühərrikin yük və sürət rejimləri yanma prosesinə necə təsir göstərir?

5. Detonasiya nədir və onun yaranması hansı hallarda ola bilər?

6. Vaxtından qabaq alışma nədir, bu zaman nə baş verir və onun xarakterik əlamətləri hansılardır?

7. Dizel mühərriklərində yanma prosesi necə baş verir və hansı mərhələlərdən ibarətdir?

8. Dizel mühərriklərində yanma prosesinin I və II mərhələləri necə adlanır, bu mərhələlər ərzində nə baş verir və bu mərhələlərə hansı amillər təsir göstərir?

9. Dizel mühərriklərində yanma prosesinin III və IV mərhələləri necə adlanır, bu mərhələlər ərzində nə baş verir və bu mərhələlərə hansı amillər təsir göstərir?

10. Dizel mühərriklərində yanacağın xassələri, yanıcı və işçi qarışığının tərkibi yanma prosesinə necə təsir göstərir?

11. Dizel mühərriklərində sıxma dərəcəsi, üstəlik üfurmə və işçi qarışığının hazırlanma üsulu yanma prosesinə necə təsir göstərir?

12. Dizel mühərriklərində yanma kamerində olan qızmış hissələr, mühərrikin iş rejimi və püskürmənin tezləşdirmə bucağı yanma prosesinə necə təsir göstərir?

13. Qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün yanma tənliyinin ifadəsi necədir?

14. Dizel mühərrikləri üçün yanma tənliyinin ifadəsi necədir?

15. Qığılcımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərində yanmanın sonunda silindrdəki qazların temperaturu necə təyin edilir? Yanmanın sonunda silindrdəki qazların temperaturu hansı hədlərdə dəyişir?

16. Dizel mühərriklərində yanmanın sonundakı temperaturun az olmasına hansı amillər təsir göstərir?

MÜHAZİRƏ 10

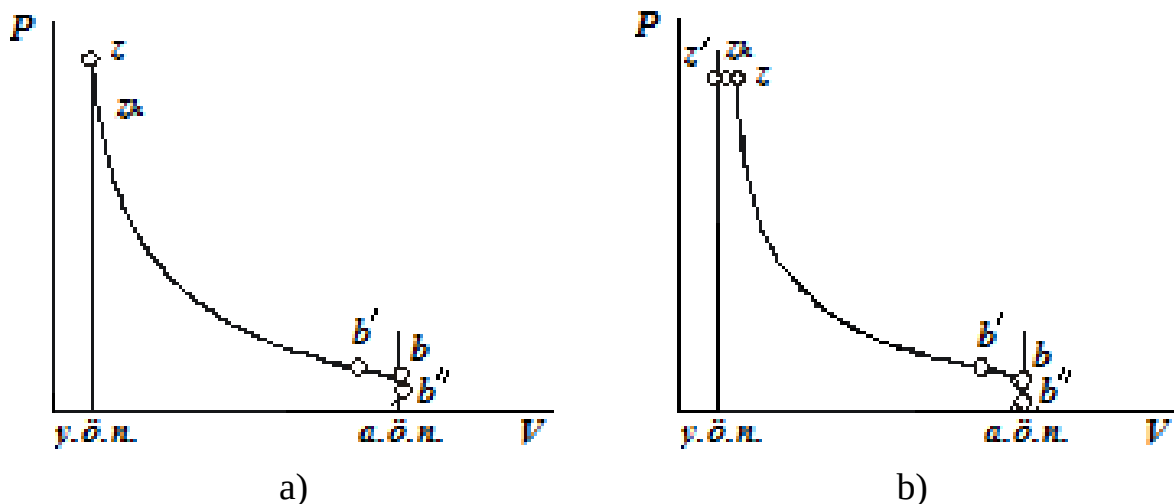
Genişlənmə prosesi

10.1. Genişlənmə prosesinin gedişi və politrop göstəricisinin seçilməsi

Genişlənmə prosesi nəticəsində yanacağın yanmasından alınan istilik enerjisinin mexaniki işə çevrilməsi baş verir.

Şəkil 10.1-də genişlənmə prosesi zamanı qığılıcım ilə alışdırılmalı və dizel mühərriklərində silindrdəki təzyiqin dəyişməsi göstərilmişdir.

$z_h b' b''$ ayrıləri genişlənmə prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin dəyişməsini göstərir. Əslində, real mühərriklərdə genişlənmə çox mürəkkəb qanunauyğunluqla baş verir. Belə ki, bu qanunauyğunluq silindr daxilindəki qazlarla ətraf mühit arasındakı istilik mübadiləsindən, yanib qurtarma mərhələsində istilik ayrılmasından, silindrdən karterə qaz sızmasından, temperaturun getdikcə azalması nəticəsində yanma məhsullarının istilik tutumunun kiçilməsindən, xaric klapanı açıldıqdan sonra (b' nöqtəsi) silindrdəki qazların miqdarının azalmasından və s. amillərdən asılıdır.



Şəkil 10.1. Genişlənmə prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin diaqramı:
a-qığılıcım ilə alışdırılmalı mühərrikdə; b-dizel mühərrikində.

Sıxma prosesi kimi genişlənmə prosesi də dəyişən göstəricili politrop üzrə gedir. Belə ki, genişlənmə prosesinin başlanğıcında politrop göstəricisi 0-dan 1-ə qədər artır, çünki bu müddətdə yanacağın qalan hissəcikləri o qədər intensiv yanır ki, qazların temperaturu artır. Bundan sonra politrop göstəricisi bir qədər də artaraq silindrdəki qazların adiabat göstəricisinə bərabər olur. Bunun səbəbi yanib qurtarma mərhələsində ayrılan istiliyin silindrdən aparılan istiliyə bərabərləşməsidir. Daha sonra isə ayrılan istiliyin aparılan istilikdən kiçik olması nəticəsində politrop göstəricisinin qiyməti adiabat göstəricisindən də böyük olur. Lakin genişlənmə prosesinin hesabını sadələşdirmək məqsədi ilə bu prosesin sabit göstəricili politrop olduğu qəbul edilir.

Politrop göstəricisinin orta qiyməti müxtəlif amillərdən asılı olaraq təcrübələrə əsasən müəyyənləşdirilir. İstilikdən istifadə olunma əmsalının, porşenin gedişinin silindrin diametrinə olan nisbəti və soyudulma intensivliyinin böyüməsi

genişlənmə prosesinin politrop göstəricisinin (n_2) də böyüməsinə səbəb olur. Mühərrikin yükünün və silindrin ölçülərinin $\left(\frac{S}{D} = \text{const}\right)$ olduğu halda) artması isə politrop göstəricisinin orta qiymətini azaldır. Mühərrikin sürətinin böyüməsi nəticəsində də, bir qayda olaraq, n_2 kiçilir.

Genişlənmə prosesinin orta politrop göstəricisinin təcrübələrdən tapılan qiyməti adiabat göstəricisindən (k_2) çox az fərqlənir və adətən bir qədər kiçik olur. Ona görə də yeni mühərriklərin layihə olunmasının ilkin mərhələsində n_2 k_2 -yə görə qiymətləndirilə bilər. Bunun üçün isə ya xüsusi nomoqramlardan (şəkil 10.2 və 10.3), ya da verilmiş ifadədən istifadə olunur.

Nomoqramın qurulması aşağıdakı iki tənliyin birgə həlli nəticəsində yerinə yetirilir:

- qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün

$$k_2 = 1 + \frac{(\lg T_z - \lg T_b)}{\lg \varepsilon}, \quad (10.1)$$

-dizel mühərrikləri üçün

$$k_2 = 1 + \frac{(\lg T_z - \lg T_b)}{\lg \delta}, \quad (10.2)$$

$$k_2 = 1 + \frac{8.315}{(mc''_{\nu})_{t_b}^{t_z}}, \quad (10.3)$$

burada

$$(mc''_{\nu})_{t_b}^{t_z} = \frac{(mc''_{\nu})_{t_0}^{t_z} \cdot t_z - (mc''_{\nu})_{t_0}^{t_b} \cdot t_b}{t_z - t_b}. \quad (10.4)$$

Nomoqramlara görə k_2 aşağıdakı kimi təyin edilir: sıxma dərəcəsinin ε (dizel mühərrikləri üçün isə sonradan genişlənmə dərəcəsinin δ) və yanmanın sonundakı temperaturun (T_z) qiymətlərinə görə $\alpha = 1$ olduqda k_2 -nin qiymətlərinə uyğun gələn nöqtə tapılır. Verilən α -da k_2 -ni təyin etmək üçün tapılmış nöqtə əvvəlcə üfüqi istiqamətdə $\alpha = 1$ -ə, daha sonra isə köməkçi əyrilərə paralel olaraq verilmiş α -ya uyğun gələn şaquli xəttin üzərinə köçürülür.

Genişlənmənin adiabat göstəricisini təyin etmək üçün verilmiş ifadə aşağıdakı kimidir:

- qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$k_2 = 1.33 + 0.00076 \cdot \varepsilon - 0.000014 \cdot T_z - 0.0462 \cdot \alpha, \quad (10.5)$$

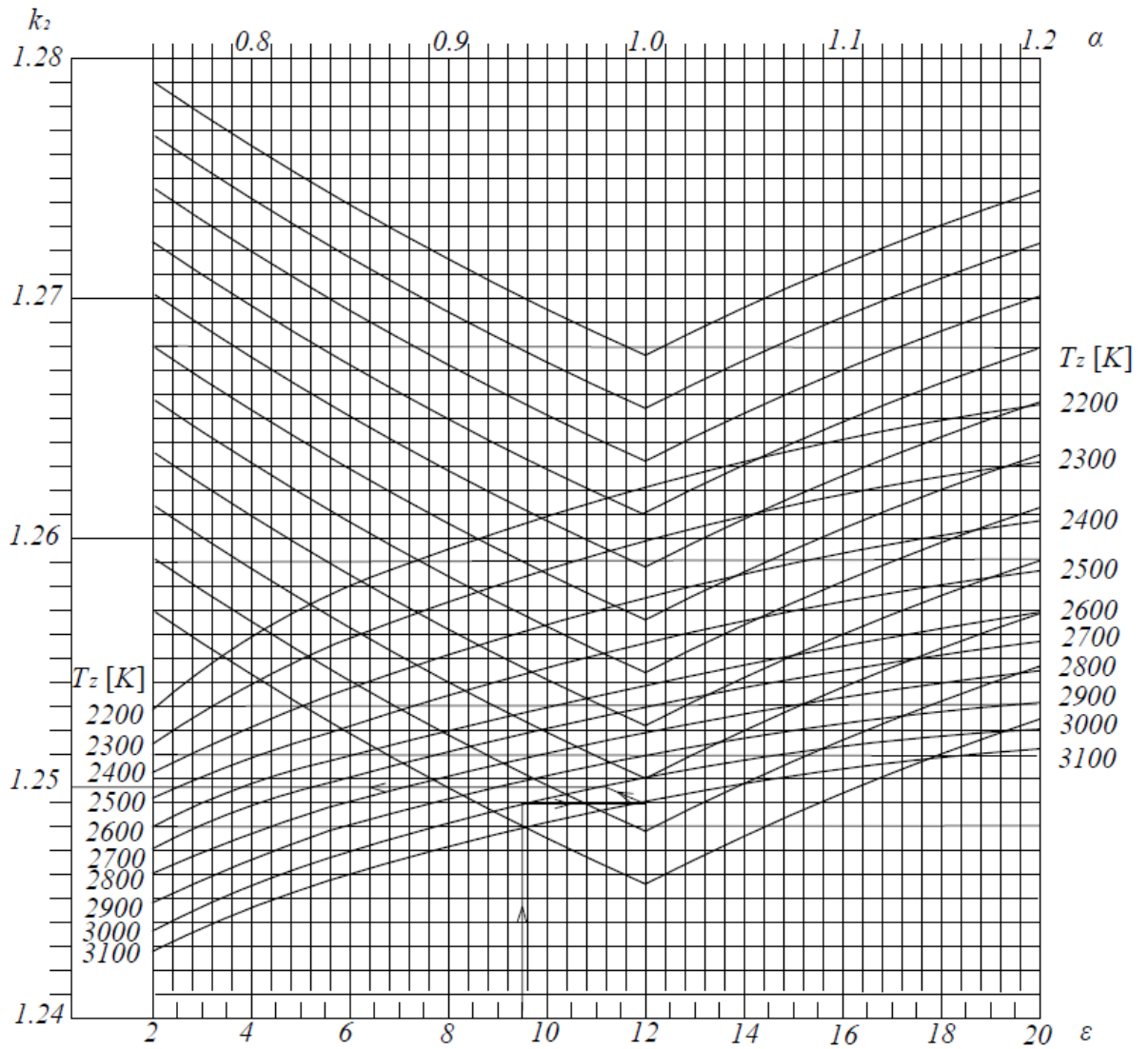
- dizel mühərriklərində

$$k_2 = 1.335 + 0.004925 \cdot \delta - 0.000026 \cdot T_z - 0.0462 \cdot \alpha. \quad (10.6)$$

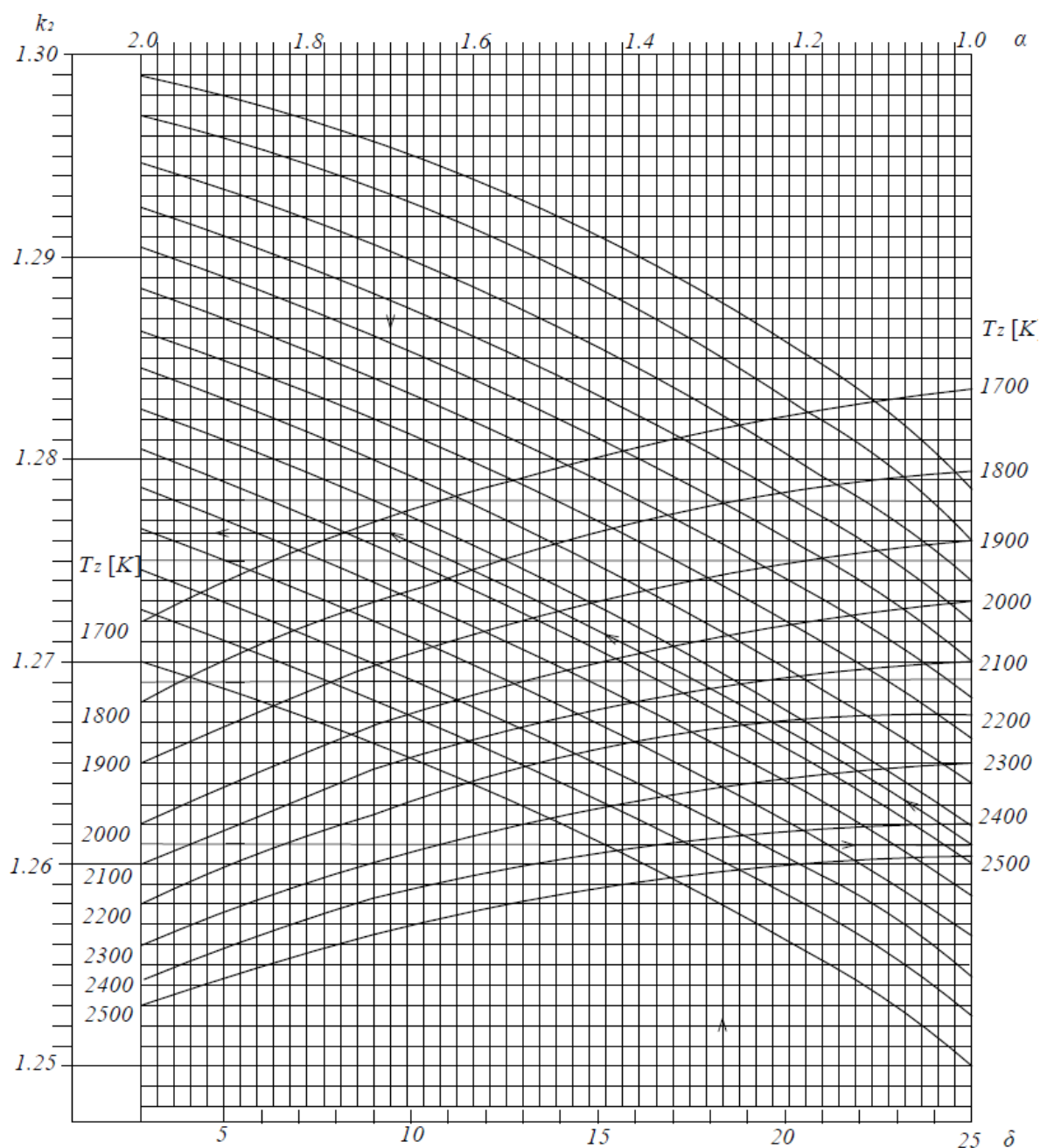
Müasir avtomobil və traktor mühərrikləri üçün politrop göstəricisinin orta qiyməti aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $n_2 = 1.23 \div 1.30$,

- dizel mühərrikləri üçün $n_2 = 1.18 \div 1.28$,
- qaz mühərrikləri üçün $n_2 = 1.25 \div 1.35$.



Şəkil 10.2. Qıgılıcılımla alışdırılmalı mühərriklərində k_2 -ni təyin etmək üçün nomoqram.



Şəkil 10.3. Dizel mühərriklərində k_2 -ni təyin etmək üçün nomoqram.

10.2. Genişlənmə prosesinin sonunda təzyiq və temperaturun təyin edilməsi

Genişlənmənin sonunda silindrdəki qazların təzyiq və temperaturu həmin proses üçün yazılan politrop tənliklərindən tapıla bilər:

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2}, \quad (10.7)$$

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1}. \quad (10.8)$$

(10.5) tənliyindən:

$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}. \quad (10.9)$$

(10.6) tənliyindən:

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1}. \quad (10.10)$$

Bu tənliklərə əsasən qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $V_c = V_z$ olduğunu nəzərə alsaq:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (10.11)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (10.12)$$

Dizel mühərrikləri üçün isə:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (10.13)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (10.14)$$

burada δ – həcmnin sonradan genişlənmə dərəcəsidir:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}. \quad (10.15)$$

Bu ifadənin hər tərəfini V_c -ə bölsək, alırıq:

$$\delta = \frac{V_b/V_c}{V_z/V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (10.16)$$

Genişlənmə prosesinin sonunda silindrdəki qazların təzyiq və temperaturu aşağıdakı hədlərdə olur:

- qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün

$$P_b = 0.35 \div 0.6 \text{ MPa} \text{ və } T_b = 1200 \div 1700 \text{ K},$$

- dizel mühərrikləri üçün

$$P_b = 0.20 \div 0.5 \text{ MPa} \text{ və } T_b = 1000 \div 1200 \text{ K}.$$

Dizellərdə P_b -nin qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərə nəzərən aşağı olması onlarda genişlənmə dərəcəsinin artıqlığı, T_b -nin aşağı olması isə həm genişlənmə dərəcəsinin çoxluğu, həm də genişlənmənin başlanğıc temperaturunun azlığı ilə izah olunur.

YOXLAMA SUALLAR

1. Genişlənmə prosesində nə baş verir və bu zaman politrop göstəricisi necə dəyişir?
2. Genişlənmənin adiabat göstəricisi necə təyin edilir?
3. Qığılıcımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərində genişlənmə prosesinin sonunda silindrdəki qazların təzyiqi və temperaturu necə təyin edilir?
4. Qığılıcımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərində genişlənmə prosesinin sonunda silindrdəki qazların təzyiqi və temperaturu hansı hədlərdə dəyişir?

MÜHAZİRƏ 11

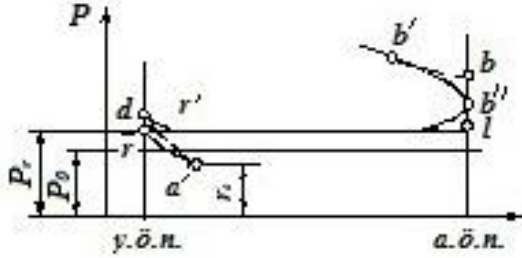
Xaricetmə prosesi

11.1. Xaricetmə prosesinin gedişi

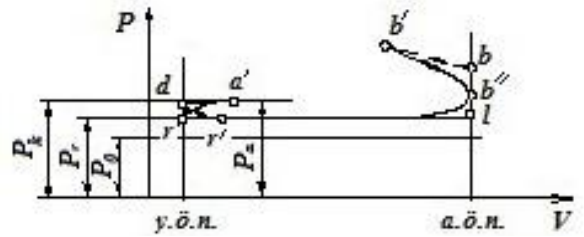
Xaricetmə prosesinin sonundakı temperaturun yoxlanması

Xaricetmə prosesi ərzində işlənmiş qazlar silindrdən xaric edilir.

Dördtaktlı adi və üstəlik üfurməli mühərriklərdə xaricetmə prosesi zamanı silindrdəki təzyiqin dəyişməsi uyğun olaraq şəkil 11.1 və şəkil 11.2-də göstərilmişdir.



Şəkil 11.1. Dördtaktlı adi mühərriklərdə xaricetmə prosesində silindrdəki təzyiqin dəyişməsi.



Şəkil 11.2. Dördtaktlı turboüfurməli mühərrikdə xaricetmə prosesində silindrdəki təzyiqin dəyişməsi.

Bu şəkillərdə $b'b''r'da'$ əyriləri xaricetmə prosesində silindrdəki təzyiqin həqiqi dəyişməsini göstərir. Əyrilər üzərindəki b' nöqtəsi xaricetmə klapanının açıldığı a' nöqtəsi ilə bağlandığı anlara uyğun gəlir. bl və lr düz xətləri nəzəri xaricetmə prosesidir. b və r nöqtələrinin koordinatları təyin olunduqdan sonra həmin düz xətlər $b''r'r$ əyriləri ilə əvəz edilir.

Xaricetmə klapanının tez açılması genişlənmənin faydalı sahəsinin azalmasına ($b'b''b'$ qədər) səbəb olursa da bunun nəticəsində silindrin yanma məhsullarından təmizlənməsi yaxşılaşır və işlənmiş qazların silindrdən çıxarılması üçün sərf olunan iş azalır. Müasir nəqliyyat mühərriklərində xaricetmə klapanı porşen a.ö.n.-ə $40\div 80^\circ$ qalmış açılır (b' nöqtəsi) və bu andan başlayaraq işlənmiş qazlar $600\div 700$ m/s kritik sürəti ilə silindrdən çıxır. Adi mühərriklərdə a.ö.n. yaxınlığında, üstəlik üfurməli mühərriklər də isə bir qədər sonra qurtaran bu period ərzində (sərbəst xaricetmə) işlənmiş qazların təxminən $60\div 70$ %-i silindrdən xaric olur. Porşenin y.ö.n.-ə doğru hərəkəti zamanı qazların klapanın keçid sahəsindən axma sürəti $200\div 250$ m/s-yə, prosesin sonunda isə $60\div 100$ m/s-yə çatır (məcburi xaricetmə). Mühərrikin nominal iş rejimində xaricetmə prosesi ərzində qazların axma sürətinin orta qiyməti $60\div 150$ m/s hədlərində dəyişir.

Xaricetmə klapanı porşen y.ö.n.-dən $10\div 50^\circ$ keçmiş bağlanır ki, bu da silindrdən böyük sürətlə çıxan qaz axınının yaratdığı ejeksiya effekti hesabına silindrin yaxşı təmizlənməsinə səbəb olur.

Xaricetmə prosesinin sonunda təzyiq və temperaturun (P_r və T_r) qiymətlərinə əsasən sorma prosesinin əvvəlində verilmiş qiymətlərinin düzgün qəbul olunub-olunmadığı aşağıdakı kimi yoxlanılır:

$$T_{r1} = \frac{M_2 + M_r}{M_r} \cdot \frac{\varphi_{tem} \cdot p_r \cdot T_b}{\varphi_{el.dol} \cdot \varepsilon \cdot p_b} [K], \quad (11.1)$$

Xəta aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\Delta = \frac{T_{r1} - T_r}{T_r} \cdot 100\%. \quad (11.2)$$

Əgər xəta 5 %-dən çox olarsa, onda $T'_r = T_r$ qəbul edilərək hesablama təkrar olunur. Xətanın 5 %-dən kiçik olması isə hesabın qənaətbəxş olduğunu göstərir.

Yeni mühərrik layihə edilərkən nasos itkilərinin və qalıq qazlar əmsalının böyüməsinin qarşısını almaq məqsədi ilə P_r -i kiçiltmək lazımdır. Bundan başqa xaricətmə təzyiqinin yüksəlməsi doldurma əmsalının kiçilməsinə, yanma prosesinin pisləşməsinə və qalıq qazların təzyiq və temperaturunun artmasına səbəb olur. Üstəlik üfurməli mühərriklərdə xaricətmənin sonunda təzyiqin artması, bir qayda olaraq, doldurmadakı təzyiqin artırılması ilə kompensasiya edilə bilər.

11.2 Nəqliyyat mühərriklərinin zəhərliliyinin azaldılması yolları

Avtomobil və traktor parkının durmadan artması nəqliyyat mühərriklərinin zəhərliliyinin azaldılması problemini çox kəskin sürətdə qarşıya qoyur. Mühərrikin istismarı zamanı ətraf mühiti çirkləndirən başlıca mənbələr yanma məhsullarıdır ki, onların da tərkibindəki əsas zəhərli komponentlər dəm qazı (CO), azot oksidləri (NO_x) və karbohidrogen birləşmələri (C_nH_m) hesab olunur. Bundan başqa, karbohidrogenlər atmosfərə yanacaq və yağ buxarları şəklində çənlərdən, yanacaq nasoslarından, karbüratorlardan və yağ çənbərlərindən (karterlərdən) də düşə bilər. Bu maddələr atmosfərə, torpağa, suya, binalara, tarixi abidələrə, bitkilərə, heyvanat aləminə və xüsusilə də insanlara zərərli təsir göstərir. Bəzi məlumatlara görə, bir avtomobil mühərrikindən bir il ərzində atmosfərə 100 kq dəm qazı, 500 kq karbon qazı və 50 kq azot oksidləri atılır. Nəqliyyat vasitələrinin sayını da nəzərə alsaq DYM tərəfindən il ərzində ətraf mühitə atılan zərərli maddələrin miqdarının milyon tonlarla olduğu məlum olar.

DYM-nin işlənmiş qazları ilə birgə ətraf mühitə atılan zərərli maddə tullantılarının miqdarını həm onların bilavasitə yaranması zamanı, yəni işçi prosesin gedində həm də işlənmiş qazların tərkibində olan bu maddələrə təsir göstərməklə azaltmaq mümkündür.

Mühərrikin silindrində yanacağın yanması prosesində zərərli maddələrin yaranması reaksiya baş verən həcmdə temperatur və konsentrasiya sahələrinin fəzada və zaman ərzində qeyri-yekcins olması ilə əlaqədardır. Bu qeyri-yekcinslik yanacaq, hava və yanıcı qarışıq verilişinin hidroqazodinamiki xarakteristikalarından, istilik ayrılma və istilikötürmə parametrlərindən, habelə reaksiya gedən həcmdə baş verən kütlə mübadiləsindən asılıdır. Deməli, yanacaq verilişi və qaz mübadiləsi xarakteristikalarında, qaz mübadiləsi və yanacaqvermə sistemlərinin və yanma kamerinin həndəsi ölçülərində, formasında, materialında və səthində edilən istənilən dəyişikliklər işçi proses ərzində maddələrin yaranması və

parçalanması proseslərinə təsir edəcəkdir. Bu isə öz növbəsində işlənmiş qazların tərkibinin dəyişməsinə gətirib çıxarır.

Bununla əlaqədar olaraq DYM-də konstruktiv dəyişikliklərin mümkün olan bütün variantlarını nəzərdən keçirmək qeyri-mümkündür. Buna görə də ancaq mühərrikin konstruksiyasının və tənzimlənməsinin, habelə yanacaqğın fiziki-kimyəvi xarakteristikalarının dəyişdirilməsi önəmli xarakter daşıyır.

Hal-hazırda DYM-nin zəhərliliyinin azaldılması problemi həm layihəçilərin, həm də istismarçıların qarşısında duran və həllini gözləyən əsas məsələlərdən biridir. Bu problemi aradan qaldırmaq üçün aşağıdakı tədbirlər yerinə yetirilir:

1. Mövcud porşenli DYM-nin işçi proseslərini təkmilləşdirmək yolu ilə yanma məhsulları, eləcə də yanacaq və yağ buxarları ilə ətraf mühitə atılan zəhərli komponentlərin miqdarının azaldılması. Bu məqsədlə bir sıra tədbirlər həyata keçirilir: yanıcı qarışıqın hazırlanmasına (məsələn, elektron idarə olunan yanacaq sistemindən istifadə olunması) və yanma prosesinə (məsələn, yanma kamerinin formasının təkmilləşdirilməsi) təsir edən müxtəlif üsulların tətbiq olunması; sıxma dərəcəsinin və dövrlər sayının kiçildilməsi yolu ilə mühərrikin gücünün azaldılması; karterin ventilyasiya edilməsi və s.

2. Mühərrikə əlavə quruluşların (neytrallaşdırıcılar, λ -zondlar, qaztutucular və s.) yerləşdirilməsi.

3. İstifadə edilən yanacağın fiziki-kimyəvi tərkibinin dəyişdirilməsi.

4. DYM-nə alternativ mühərriklərin (hibrid, elektrik, ətalətli, akkumulyatorlu və s.) yaradılması.

Mühərrikin istismarı nöqteyi-nəzərindən isə qoyulan problem yanacaqvermə avadanlığının, yanıcı qarışıq hazırlanma sistem və quruluşlarına qoyulan tələbatların artırılması, hibrid güc qurğularından və qaz yanacaqlarının geniş tətbiq olunması yolu ilə həll edilir.

YOXLAMA SUALLAR

1. Xaricətmə prosesində nə baş verir və bu prosesin mühərrikin f.i.ə.-na təsiri necədir?

2. Xaricətmə klapanının tez açılmasında və gec bağlanması məqsəd nədir?

3. Xaricətmə prosesinin sonundakı xaric qazların temperaturunun düzgün qəbul olunduğu necə yoxlanılır?

4. Nəqliyyat mühərriklərinin zəhərliliyinin azaldılması üçün hansı üsullardan istifadə olunur?

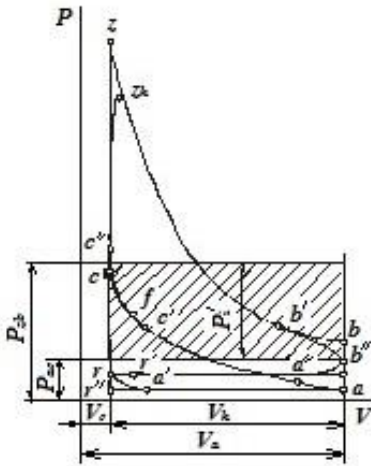
MÜHAZİRƏ 12

Mühərrikin indikator parametrləri

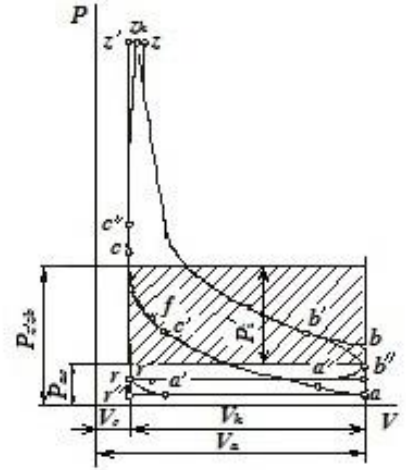
12.1. Orta indikator təzyiqi

Daxili yanma mühərrikinin işçi sikli orta indikator təzyiqi, indikator gücü və indikator f.i.ə. ilə xarakterizə edilir.

Qığılımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərində işçi sikl ərzində silindrdəki təzyiqin dəyişməsi şəkil 12.1 və şəkil 12.2-də göstərilmişdir. Diaqramların yuvarlaqlaşdırılmamışdan əvvəlki sahələri ($aczb$) müəyyən miqyasla bir sikl ərzində qazların gördüyü nəzəri hesabi işə bərabərdir. Bu işin porşenin gedişinə nisbətində *nəzəri orta indikator təzyiqi* deyilir. Daha doğrusu, orta indikator təzyiqi porşenə təsir edən elə bir sabit şərti təzyiqdir ki, bu təzyiqin bir gediş ərzində gördüyü iş siklin indikator işinə bərabər olsun.



Şəkil 12.1. Qığılımla alışdırılmalı mühərrikin indikator diaqramı.



Şəkil 12.2. Dizel mühərrikinin indikator diaqramı.

Nəzəri orta indikator təzyiqi (P_i') indikator diaqramına (şəkil 12.1 və şəkil 12.2) görə qrafiki olaraq aşağıdakı kimi tapılır:

a) əvvəlcə, işçi qarışığının sıxılma işinə ekvivalent olan ac əyrisi altında qalan sahə hesablanır və bu sahə porşenin gedişinə bölünərək sıxma prosesinin orta təzyiqi (P_{ac}) alınır;

b) sonra, genişlənmə işinə ekvivalent olan zb (şəkil 12.1) və yaxud $z'zb$ (şəkil 12.2) əyrisi altında qalan sahə hesablanır və bu sahə porşenin gedişinə bölünərək genişlənmə prosesinin orta təzyiqi (P_{zb} və yaxud $P_{z'zb}$) tapılır;

c) daha sonra, nəzəri orta indikator təzyiqi təyin edilir;

- qığılımla alışdırılmalı mühərrikləri üçün $P_i' = P_{zb} - P_{ac}$,

- dizel mühərrikləri üçün $P_i' = P_{z'zb} - P_{ac}$,

d) sonra isə tərəfləri P_i' və V_h olan düzbucaqlının ştrixlənmiş sahəsi indikator diaqramının $ac(z')zba$ sahəsi ilə müqayisə edilir. Əgər P_{ac} , P_{zb} , $P_{z'zb}$ və P_i' düzgün təyin edilərsə, onda həmin sahələr bərabər olmalıdır.

Nəzəri orta indikator təzyiqi analitik üsulla aşağıdakı kimi təyin edilir.

İstilik sabit həcmdə verilən ($V = \text{const}$) sikllə işləyən qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün (şəkil 12.1) nəzəri orta indikator təzyiqi analitik yolla aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] [MPa]. \quad (12.1)$$

Qarışıq sikllə işləyən dizel mühərrikləri üçün (şəkil 12.2):

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] [MPa]. \quad (12.2)$$

Həqiqi siklin orta indikator təzyiqi (P_i) nəzəri orta indikator təzyiqindən (P'_i) hesabi indikator diaqramının c , z və b nöqtələrində aparılan yuvarlaqlaşdırmalara görə kiçilən sahəsinə mütənasib olaraq fərqlənir.

Nəzəri orta indikator təzyiqinin həqiqi və hesabi sikllərin fərqlənməsi nəticəsində azalması diaqramın yuvarlaqlaşdırılmasını nəzərə alan əmsal (ν) və porşenin nasos itkilərinin orta təzyiqi (ΔP_i) ilə qiymətləndirilir.

Diaqramın yuvarlaqlaşdırılmasını nəzərə alan əmsal (ν) diaqramın *natamamlıq əmsalı* da adlanır və qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün $\nu = 0.94 \div 0.97$, dizel mühərrikləri üçün isə $\nu = 0.92 \div 0.95$ hədlərində qəbul edilir.

Sorma və xaric proseslərində porşenin nasos itkilərinin orta təzyiqi:

$$\Delta P_i = P_r - P_a [MPa]. \quad (12.3)$$

Dördtaktlı adi mühərriklərdə ΔP_i həmişə müsbət olur. Mexaniki əlaqəli üstəlik üfurməli mühərriklərdə $P_r < P_a$ olduğundan ΔP_i mənfi, qaz əlaqəli üstəlik üfurməli mühərriklərdə isə P_a təzyiqi P_r -dən böyük, həm də kiçik ola bildiyinə görə ΔP_i də mənfi və yaxud müsbət qiymət ala bilər.

Hesablamalar aparan zaman porşenin nasos itkiləri mexaniki itkilərdə nəzərə alındığından həqiqi orta indikator təzyiqinin (P_i) nəzəri orta indikator təzyiqindən (P'_i) yalnız natamamlıq əmsalına görə fərqləndiyi qəbul olunur:

$$P_i = \nu \cdot P'_i [MPa]. \quad (12.4)$$

Tam yük rejimlərində müxtəlif növ dördtaktlı mühərriklər üçün P_i aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə $P_i = 0.7 \div 1.4 MPa$;
- adi dizellərdə $P_i = 0.7 \div 1.2 MPa$;
- üstəlik üfurməli dizellərdə $P_i = 0.9 \div 2.2 MPa$.

Qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərə nəzərən adi dizel mühərriklərində P_i -nin aşağı olması onlarda hava artıqlıq əmsalının böyük olması ilə izah olunur. Belə ki, α -nın böyük olmasına görə silindrin işçi həcmindən səmərəli istifadə olunmur və izafi havanın qızdırılması üçün əlavə istilik sərf olunur.

12.2. Mühərrikin indikator gücü

Mühərrikin silindrlərində qazların vahid zamanda gördüyü iş *indikator gücü* (N_i) adlanır.

Bir sikl ərzində bir silindrdə görülmən iş:

$$L_i = P_i V_h [Nm], \quad (12.5)$$

burada: P_i – orta indikator təzyiqi [Pa], V_h – silindrin işçi həcmidir [m^3].

Mühərriklərdə 1 saniyədəki işçi sikllərin sayı $\frac{2n}{\tau}$ -ya bərabərdir (burada n – dirsəkli valın dövrlər sayı, [san^{-1}]; $2n$ – bir saniyədə porşenin gedişlərinin sayı; τ – mühərrikin takt əmsəlidir: ikitaktlı mühərriklər üçün $\tau = 2$, dördtaktlı mühərriklər üçün isə $\tau = 4$).

İndikator gücü;

- bir silindr üçün

$$N_{is} = \frac{2}{\tau} P_i V_h n [Vt], \quad (12.6)$$

-silindrlərinin sayı i olan mühərriklər üçün

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i V_h n [Vt]. \quad (12.7)$$

Əgər (12.7) düsturunda P_i MPa, V_h litr, dövrlər sayı isə $d\alpha q^{-1}$ ilə verilərsə onda indikator gücü kVt ilə alınır:

$$N_i = \frac{P_i V_h n}{30\tau} [kVt]. \quad (12.8)$$

Dördtaktlı mühərriklər üçün:

$$N_i = \frac{P_i V_h n}{120} [kVt]. \quad (12.9)$$

İkitaktlı mühərriklər üçün:

$$N_i = \frac{P_i V_h n}{60} [kVt]. \quad (12.10)$$

Bir silindr üçün indikator gücü:

$$N_{is} = \frac{P_i V_h n}{30\tau} [kVt]. \quad (12.11)$$

12.3. İndikator f.i.ə. və xüsusi indikator yanacaq sərfi

İndikator f.i.ə. (η_i) mühərrikin həqiqi siklinin təkmillilik səviyyəsini göstərən parametr olub, mühərrikdə yandırılan yanacağın enerjisindən indikator işi almaq üçün nə dərəcədə istifadə olunduğunu göstərir və indikator işinə ekvivalent olan istiliyin yandırılan yanacağın verdiyi istiliyə nisbəti kimi tapılır:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{H_u}, \quad (12.1)$$

burada: Q_i – indikator işinə ekvivalent olan istilik $\left[\frac{MC}{kq} \right]$,

$$H_u - \text{yanacaqın aşağı yanma istiliyidir} \left[\frac{MC}{kq} \right].$$

Göründüyü kimi, indikator f.i.ə. həqiqi şikdə bütün istilik itkilərini nəzərə alır.

Maye yanacaq ilə işləyən nəqliyyat mühərrikləri üçün:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot l_0}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}, \quad (12.2)$$

burada: $P_i - MPa$, $l_0 = \frac{kq \cdot \text{hava}}{kq \cdot \text{yanacaq}}$, $H_u = \frac{MC}{kq \cdot \text{yanacaq}}$, $\rho_k = \frac{kq}{m^3}$ ilə ifadə edilir.

Qaz yanacağı ilə işləyən mühərriklər üçün:

$$\eta_i = \frac{2780 \cdot 10^{-6} M'_i \cdot T_k \cdot P_i}{H'_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}, \quad (12.3)$$

burada: $M'_i = \frac{\text{mol.hava}}{\text{mol.yanacaq}}$, $T_k - K$, $P_i - MPa$, $H'_u = \frac{MC}{m^3}$, $\rho_k = \frac{kq}{m^3}$ ilə ifadə edilir.

Müasir DYM-də η_i aşağıdakı hədlərdə dəyişir.

- benzin mühərrikləri üçün $\eta_i = 0.26 \div 0.45$;
- dizel mühərriklər üçün $\eta_i = 0.40 \div 0.50$,
- qaz mühərrikləri üçün $\eta_i = 0.35 \div 0.48$

Xüsusi indikator yanacaq sərfi (g_i) mühərrikin vahid zamanda vahid güc almaq üçün sərf etdiyi yanacaq miqdarı olub onun qənaətliliyini xarakterizə edir. g_i -si kiçik olan mühərrik daha qənaətli hesab olunur.

Maye yanacaq ilə işləyən mühərriklərdə xüsusi indikator yanacaq sərfi isə aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \left[\frac{qr}{kVt \cdot \text{saat}} \right] \quad (12.4)$$

və yaxud

$$g_i = \frac{3600 \cdot \rho_k \cdot \eta_v}{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha} \left[\frac{qr}{kVt \cdot \text{saat}} \right]. \quad (12.5)$$

Qaz yanacağı ilə işləyən mühərriklərdə *xüsusi istilik sərfindən* istifadə edilir ki, bu da vahid zamanda vahid güc almaq üçün sərf olunan istilik miqdarıdır.

Xüsusi indikator istilik sərfi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$q_i = \nu_i \cdot H'_u \left[\frac{MC}{kVt \cdot \text{saat}} \right], \quad (12.6)$$

burada ν_i – qaz yanacağının xüsusi indikator sərfidir:

$$\nu_i = \frac{3.6}{\eta_i \cdot H'_u} \left[\frac{m^3}{kVt \cdot \text{saat}} \right] \quad (12.7)$$

və yaxud

$$\nu_i = \frac{1295 \cdot \rho_k \cdot \eta_v}{M'_1 \cdot T_k \cdot P_i} \left[\frac{m^3}{kVt \cdot saat} \right]. \quad (12.8)$$

(12.8) düsturunu (12.6)-da nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$q_i = \nu_i \cdot H'_u = \frac{1295 \cdot \eta_v \cdot \rho_k \cdot H'_u}{M'_1 \cdot T_k \cdot P_i} \left[\frac{MC}{kVt \cdot saat} \right]. \quad (12.9)$$

Mühərrikin nominal iş rejimində xüsusi yanacaq və istilik sərfələri aşağıdakı hədlərdə olur:

- qığılıcımla alışdırılmalı benzin mühərriklərində $g_i = 180 \div 250 \frac{qr}{kVt \cdot saat}$,
- dizel mühərriklərində $g_i = 160 \div 200 \frac{qr}{kVt \cdot saat}$,
- qaz mühərriklərində $q_i = 10 \div 12 \frac{MC}{kVt \cdot saat}$.

12.4. Mexaniki itkilər

Müxtəlif mexaniki müqavimətlərin (dirsək-sürgüqolu mexanizmindəki sürtünmələr, köməkçi mexanizmlərin hərəkətə gətirilməsi və s.) dəf olunmasına, sorma və xaric proseslərinin həyata keçirilməsinə sərf olunan iş *mexaniki itkilər* adlandırılır. Mexaniki itkilər, ya mexaniki itkilərin orta təzyiqinə (P_m), ya da ki, mexaniki itkilərə sərf olunan gücə (N_m) görə qiymətləndirilir.

Mühərrikin hesabı zamanı mexaniki itkilərin orta təzyiqi təxmini olaraq porşenin orta sürətinə görə aşağıdakı empirik düsturlarla təyin edilir:

- silindrlərinin sayı altıya qədər və $S/D > 1$ olan qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$P_m = 0.049 + 0.0152v_{por.} [MPa], \quad (12.10)$$

- $S/D < 1$ olan səkkizsilindrlı qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$P_m = 0.039 + 0.0132v_{por.} [MPa], \quad (12.11)$$

- silindrlərinin sayı altıya qədər və $S/D \leq 1$ olan qığılıcımla alışdırılmalı mühərriklərdə

$$P_m = 0.034 + 0.0112v_{por.} [MPa], \quad (12.12)$$

- birkamerli dördtaktlı dizellərdə

$$P_m = 0.089 + 0.0118v_{por.} [MPa], \quad (12.13)$$

- önkamerli dizellərdə

$$P_m = 0.013 + 0.0153v_{por.} [MPa], \quad (12.14)$$

- burulğan yanma kamerli dizellərdə

$$P_m = 0.089 + 0.0135v_{por.} [MPa], \quad (12.15)$$

burada $v_{por.}$ – porşenin orta sürətidir $\left[\frac{m}{s} \right]$.

Müxtəlif növ mühərriklər üçün porşenin orta sürəti aşağıdakı hədlərdə qəbul edilir:

- minik avtomobillərinin benzin mühərrikləri üçün $v_{por.} = 12 \div 18 \text{ m/s}$;
- yük avtomobillərinin benzin mühərrikləri üçün $v_{por.} = 9 \div 12 \text{ m/s}$;
- qaz yanacağı ilə işləyən avtomobil mühərrikləri üçün $v_{por.} = 9 \div 13 \text{ m/s}$;
- avtomobil dizelləri üçün $v_{por.} = 6.5 \div 12 \text{ m/s}$;
- traktor dizelləri üçün $v_{por.} = 5.5 \div 10.5 \text{ m/s}$.

Mexaniki itkilərə sərf olunan güc isə aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$N_m = \frac{P_m \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ [kVt]}, \quad (12.16)$$

burada P_m – MPa, V_h – dm^3 və yaxud *lit*-lə, n isə $\text{d}ə\text{q}^{-1}$ ilə ifadə edilir.

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin orta indikator təzyiqi qrafiki üsulla necə təyin edilir?
2. Qıgılcımla alısdırmalı və dizel mühərriklərinin nəzəri orta indikator təzyiqi analitik üsulla necə təyin edilir?
3. Mühərrikin indikator gücü nəyə deyilir və necə təyin edilir?
4. Mühərrikin indikator f.i.ə. nədir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
5. Mühərrikin xüsusi indikator yanacaq sərfi, qaz mühərriklərində isə xüsusi indikator istilik sərfi nəyə deyilir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
6. Həqiqi orta indikator təzyiqi nəzəri orta indikator təzyiqindən nə ilə fərqlənir və hansı hədlərdə dəyişir?
7. Mühərrikin mexaniki itkiləri nəyə deyilir, hansı amillərdən asılıdır və hansı parametrlərlə xarakterizə edilir?
8. Mühərrikin mexaniki itkilərinin orta təzyiqi və mexaniki itkilərə sərf olunan güc necə təyin edilir?
9. Porşenin orta sürəti hansı hədlərdə dəyişir?

MÜHAZİRƏ 13

Mühərrikin effektiv parametrləri

13.1. Mühərrikin orta effektiv təzyiqi

Orta effektiv təzyiq (P_e) mühərrikin dirsəkli valındakı effektiv işin silindrin işçi həcminə nisbətidir. Hesablamalarda P_e orta indikator təzyiqinə görə təyin edilir:

$$P_e = P_i - P_m \text{ [MPa]}. \quad (13.1)$$

Mexaniki əlaqəli üstəlik üfurməli mühərriklər üçün:

$$P_e = P_i - P_m - P_n \text{ [MPa]} \quad (13.2)$$

burada P_n – üfürücü nasosun hərəkətə gətirilməsi üçün itirilən təzyiqdir.

Müxtəlif növ mühərriklər üçün nominal iş rejimində orta effektiv təzyiq aşağıdakı hədlərdə olur:

- qıgılcımla alışdırılmalı dördtaktlı mühərriklərdə

$$P_e = 0.5 \div 1.3 \text{ MPa};$$

- dördtaktlı adi dizellərdə

$$P_e = 0.55 \div 0.85 \text{ MPa};$$

- dördtaktlı üstəlik üfurməli dizellərdə

$$P_e = 0.8 \div 2.0 \text{ MPa};$$

- ikitaktlı yüksək dövrlü dizellərdə

$$P_e = 0.4 \div 0.75 \text{ MPa}.$$

Orta effektiv təzyiqin böyüməsi nəticəsində silindrin işçi həcmindən daha səmərəli istifadə olunur ki, bu da yüngül və yığcam konstruksiyalı mühərriklərin yaradılmasına imkan verir.

13.2. Mexaniki f.i.ə.

Mexaniki f.i.ə. mühərrikin mexaniki itkilərini xarakterizə edir və aşağıdakı nisbətlərlə ifadə edilir:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i}. \quad (13.3)$$

Mühərriklərdə mexaniki itkilər artdıqca η_m kiçilir. Qıgılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə yük azaldıqca nasos itkiləri artdığından P_m də çox kəskin artır. Mühərriklərdə sürtünmələrə və köməkçi mexanizmlərin hərəkəti üçün sərf olunan itkilər azaldıqca və müəyyən hədlərə qədər yük artırıldıqda mexaniki f.i.ə. böyüyür.

Müxtəlif növ nəqliyyat mühərrikləri üçün, nominal iş rejimində, mexaniki f.i.ə. aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- qıgılcımla alışdırılmalı dördtaktlı mühərriklərdə $\eta_m = 0.7 \div 0.9$,

- dördtaktlı adi dizellərdə $\eta_m = 0.7 \div 0.85$,

- dördtaktlı üstəlik üfurməli dizellərdə $\eta_m = 0.8 \div 0.9$;

- ikitaktlı yüksək dövrlü dizellərdə $\eta_m = 0.7 \div 0.87$.

13.3. Mühərrikin effektiv gücü

Effektiv güc mühərrikin dirsəkli valında alınan gücdür. Effektiv güc indikator gücündən mühərrikin mexaniki itkilərinə sərf olunan güc qədər azdır:

$$N_e = N_i - N_m \text{ [kVt]}. \quad (13.4)$$

Mühərrikin mexaniki f.i.ə. məlum olarsa N_e indikator gücünə görə təyin edilə bilər:

$$N_e = N_i \eta_m \text{ [kVt]}. \quad (13.5)$$

Mühərrikin effektiv gücünü orta effektiv təzyiqə görə də hesablamaq mümkündür:

$$N_e = \frac{P_e V_h i n}{30 \tau} \text{ [kVt]}, \quad (13.6)$$

burada: $V_h - dm^3$ və yaxud *litr*-lə, $P_e - MPa$ ilə, $n - d\partial q^{-1}$ ilə ifadə edilir.

Effektiv güc ilə mühərrikin digər parametrləri arasındakı əlaqə aşağıdakı asılılıqla ifadə olunur:

$$N_e = \frac{V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_{0(k)} \cdot \eta_s \cdot \eta_i \cdot \eta_m \text{ [kVt]}, \quad (13.7)$$

burada $H_u - \frac{MC}{kq}$ ilə və $\rho_k - \frac{kq}{m^3}$ ilə ifadə edilir.

(13.6) və (13.7) ifadələrinin təhlili göstərir ki, mühərrikin effektiv gücü aşağıdakı tədbirlərin həyata keçirilməsi nəticəsində böyüdülmə bilər:

a) silindrin diametrinin və porşenin gedişinin artırılması hesabına işçi həcmi böyüdülməsi;

b) silindrlərin sayının artırılması;

c) mühərrikin dövrlər sayının artırılması;

d) mühərrikin dördtaktlı sikldən ikitaktlı siklə keçirilməsi;

e) yanacağın aşağı yanma istiliyinin artırılması;

f) yanıcı qarışığın sıxlığının və doldurma əmsalının böyüdülməsi (məsələn, üstəlik üfurmə və ətalətli doldurma tətbiq etməklə, sorma və xaricetmə sistemlərində müqavimətlərin azaldılması ilə və s.);

g) yanma prosesinin təkmilləşdirilməsi, sıxma və genişlənmə proseslərində itilik itkilərinin azaldılması nəticəsində indikator f.i.ə.-nin artırılması;

h) mühərrikin mexaniki f.i.ə.-nin yüksəldilməsi (məsələn, daha keyfiyyətli yağlardan istifadə etməklə nasos itkilərini azaltmaqla və s.).

Mühərrikin effektiv gücünü bilərək burucu momentin qiymətini tapmaq olar:

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{\omega_e} \text{ [Nm]} \quad (13.8)$$

və ya

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n} \quad (13.9)$$

burada ω_e – dirsəkli valın bucaq sürətidir $\left[\frac{rad}{san} \right]$.

Mühərrikin litr gücü:

$$N_l = \frac{N_e}{V_l} \left[\frac{kVt}{l} \right], \quad (13.10)$$

burada V_l – mühərrikin litrajıdır $[l]$.

13.4. Effektiv f.i.ə. və xüsusi effektiv yanacaq sərfi

Effektiv f.i.ə. (η_e) mühərrikdə yandırılan yanacağın enerjisindən effektiv güc almaq üçün nə dərəcədə istifadə olunduğunu göstərir.

η_e ümumi halda mühərrikin dirsəkli valındakı effektiv işə ekvivalent olan istilik miqdarının yanacağın yanması nəticəsində alınan ümumi istiliyə nisbəti kimi təyin edilir:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{H_u}, \quad (13.12)$$

burada Q_e – effektiv işə ekvivalent olan istilidir $\left[\frac{MC}{kq} \right]$.

Mühərrikin mexaniki f.i.ə. ilə effektiv f.i.ə. arasındakı əlaqə aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (13.13)$$

Bundan başqa, maye yanacaqlarla işləyən mühərriklər üçün:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\rho_{0(k)} \cdot \eta_v} \cdot \frac{\alpha \cdot l_0}{H_u}. \quad (13.14)$$

Qaz yanacağı ilə işləyən mühərriklər üçün:

$$\eta_e = \frac{2780 \cdot 10^{-6} \cdot P_e \cdot T_{0(k)} \cdot M'_1}{\rho_{0(k)} \cdot \eta_v \cdot H'_u}. \quad (13.15)$$

Müxtəlif növ mühərriklər üçün nominal iş rejimində η_e aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- benzin mühərrikləri üçün $\eta_e = 0.25 \div 0.38$;
- dizel mühərrikləri üçün $\eta_e = 0.35 \div 0.45$;
- qaz mühərrikləri üçün $\eta_e = 0.3 \div 0.42$.

Dizel mühərriklərində η_e -nin qılgılımla alışdırılmalı mühərriklərə nisbətən böyük olması onlarda hava artıqlıq əmsalının yüksək olması nəticəsində yanma prosesinin daha tam getməsidir.

Xüsusi effektiv yanacaq sərfi (g_e) vahid zamanda vahid miqdar effektiv güc almaq üçün istifadə olunan yanacaq miqdarıdır. Maye yanacaqla işləyən mühərriklərdə aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \left[\frac{q}{kVt \cdot saat} \right] \quad (13.16)$$

və yaxud

$$g_e = \frac{3600 \cdot \rho_{0(k)} \cdot \eta_v}{P_e \cdot l_0 \cdot \alpha} \left[\frac{q}{kVt \cdot saat} \right]. \quad (13.17)$$

Mühərrikin saatlıq yanacaq sərfi:

$$G_y = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \left[\frac{kq}{saat} \right]. \quad (13.18)$$

Qaz yanacağı ilə işləyən mühərriklərdə isə qaz yanacağının xüsusi effektiv sərfi:

$$v_e = \frac{3.6}{H'_u \cdot \eta_e} \left[\frac{m^3}{kVt \cdot saat} \right] \quad (13.19)$$

və yaxud

$$v_e = \frac{9700 \cdot \rho_{0(k)} \cdot \eta_v}{P_e \cdot M'_1 \cdot T_{0(k)}} \left[\frac{m^3}{kVt \cdot saat} \right]. \quad (13.20)$$

Mühərrikin saatlıq qaz yanacağı sərfi:

$$G_{q,y} = v_e \cdot N_e \left[\frac{m^3}{saat} \right]. \quad (13.21)$$

Xüsusi effektiv istilik sərfi isə

$$q_e = v_e \cdot H'_u = \frac{9700 \cdot \rho_{0(k)} \cdot \eta_v \cdot H'_u}{P_e \cdot M'_1 \cdot T_{0(k)}} \left[\frac{MC}{kVt \cdot saat} \right] \quad (13.22)$$

ifadələri ilə təyin edilir.

Müasir avtomobil və traktor mühərrikləri üçün nominal yük rejimlərində xüsusi effektiv yanacaq və istilik sərfələri aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- maye yanacaq ilə işləyən qığılcımlı alıqdırma mühərrikləri üçün

$$g_e = 180 \div 300 \frac{q}{kVt \cdot saat};$$

$$- \text{birkamerli dizellər üçün } g_e = 170 \div 230 \frac{q}{kVt \cdot saat};$$

$$- \text{burulğan və ön yanma kamerli dizellər üçün } g_e = 200 \div 250 \frac{q}{kVt \cdot saat};$$

$$- \text{qaz mühərrikləri üçün } q_e = 10 \div 16 \frac{MC}{kVt \cdot saat}.$$

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin orta effektiv təzyiqi nəyə deyilir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
2. Mühərrikin mexaniki f.i.ə. nəyə deyilir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?
3. Mühərrikin effektiv gücü nəyə deyilir, necə təyin edilir və onun artırılması yolları hansılardır?
4. Mühərrikin effektiv burucu momenti və litr gücü nəyə deyilir və necə təyin edilir?
5. Mühərrikin effektiv f.i.ə. və xüsusi effektiv yanacaq sərfi, qaz mühərriklərində isə xüsusi effektiv istilik sərfi nəyə deyilir, necə təyin edilir və hansı hədlərdə dəyişir?

MÜHAZİRƏ 14

Mühərrikin əsas konstruktiv ölçülərinin təyini və indikator diaqramının qurulması

14.1. Mühərrikin əsas konstruktiv ölçülərinin təyin edilməsi

Mühərrikin əsas ölçüləri dedikdə silindrin diametri (D) və porşenin gedişi (S) başa düşülür. Bu ölçülər silindrin və bütün mühərrikin işçi həcmi (litrajını) təyin edir.

Mühərrikin effektiv gücü (N_e) dövrlər sayı (n), növü və işlətdiyi yanacaq, adətən, layihələndirmə üçün verilir. Orta effektiv təzyiq (P_e) isə istilik hesabı ilə tapıldığından (13.6) düsturundan mühərrikin litrajını ($V_l = i V_h$) təyin edirik:

$$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n} [dm^3]. \quad (14.1)$$

Bundan sonra silindrlərin sayını (i) qəbul edərək bir silindrin işçi həcmi (V_h) hesablanır:

$$V_h = \frac{V_l}{i} [dm^3]. \quad (14.2)$$

Silindrin diametri və porşenin gedişinə əsasən də silindrin işçi həcmi hesablanırsa bilər:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S [mm^3]. \quad (14.3)$$

Silindrin işçi həcmi təyin edildikdən sonra mühərrikin əsas ölçüləri (14.3) ifadəsindən aşağıdakı iki yolla təyin edilə bilər:

1) porşenin orta sürətinin ($v_{por.}$) qəbul olunmuş qiymətinə görə

$$v_{por.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (14.4)$$

ifadəsindən porşenin gedişi hesablanır:

$$S = \frac{v_{por.} \cdot 3 \cdot 10^4}{n} [mm]. \quad (14.5)$$

Bundan sonra (14.3) ifadəsinə görə silindrin diametri təyin edilir:

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} [mm]. \quad (14.6)$$

Daha sonra isə S və D -nin təyin edilmiş qiymətləri böyük tərəfə onda bir dəqiqliyə qədər yuvarlaqlaşdırılır.

2) S/D nisbətinin qəbul olunmuş qiymətinə görə (14.3) ifadəsini aşağıdakı kimi də yazmaq olar:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S}{D} \cdot D = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \left(\frac{S}{D} \right) [dm^3]. \quad (14.7)$$

(14.7)-dən silindrin diametrini hesablayırıq:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} [mm]. \quad (14.8)$$

Porşenin gedişi isə aşağıdakı kimi tapılır:

$$S = D \cdot \left(\frac{S}{D} \right) [mm]. \quad (14.9)$$

Bundan sonra S və D -nin təyin edilmiş qiymətləri böyük tərəfə tam ədədlərə qədər yuvarlaqlaşdırılır və porşenin orta sürəti hesablanır:

$$v'_{p.or.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (14.10)$$

Daha sonra isə, porşenin orta sürətinin əvvəlcə qəbul olunmuş qiyməti ilə (14.10) ifadəsinə görə təyin edilmiş qiyməti arasındakı xəta tapılır:

$$\Delta = \frac{|v'_{p.or.} - v_{p.or.}|}{v_{p.or.}} \cdot 100\%. \quad (14.11)$$

Xəta 3-4 %-dən kiçik olduqda hesablamanın nəticələri qənaətbəxş hesab edilir. Əks halda $v'_{p.or.} = v_{p.or.}$ qəbul olunaraq mühərrikin effektiv göstəriciləri yenidən hesablanır.

14.2. İndikator diaqramının qurulması

İndikator diaqramı işçi siklin hesabının nəticələrinə əsasən P - V koordinat sistemində qurulur. Bu zaman müəyyən bir miqyasla absis oxu üzərində silindrin həcmi, ordinat oxu üzərində isə təzyiq göstərilir.

Nəqliyyat mühərriklərinin indikator diaqramı qurularkən diaqramın miqyasları elə seçilməlidir ki, onun hündürlüyünün oturacağına olan nisbəti $1.7 \div 2.0$ hədlərində olsun. Qurmanın əvvəlində absis oxu üzərində silindrin işçi həcminə uyğun gələn AB parçası qeyd edilir (şəkil 14.1, a, b). AB parçasının uzunluğu müəyyən bir miqyasla (M_s) porşenin gedişinə bərabər olmalıdır. Porşenin

gedişinin qiymətindən asılı olaraq M_s miqyasının $1:1$, $1.5:1$, $2:1$ $\frac{mm}{mm}$ qəbul

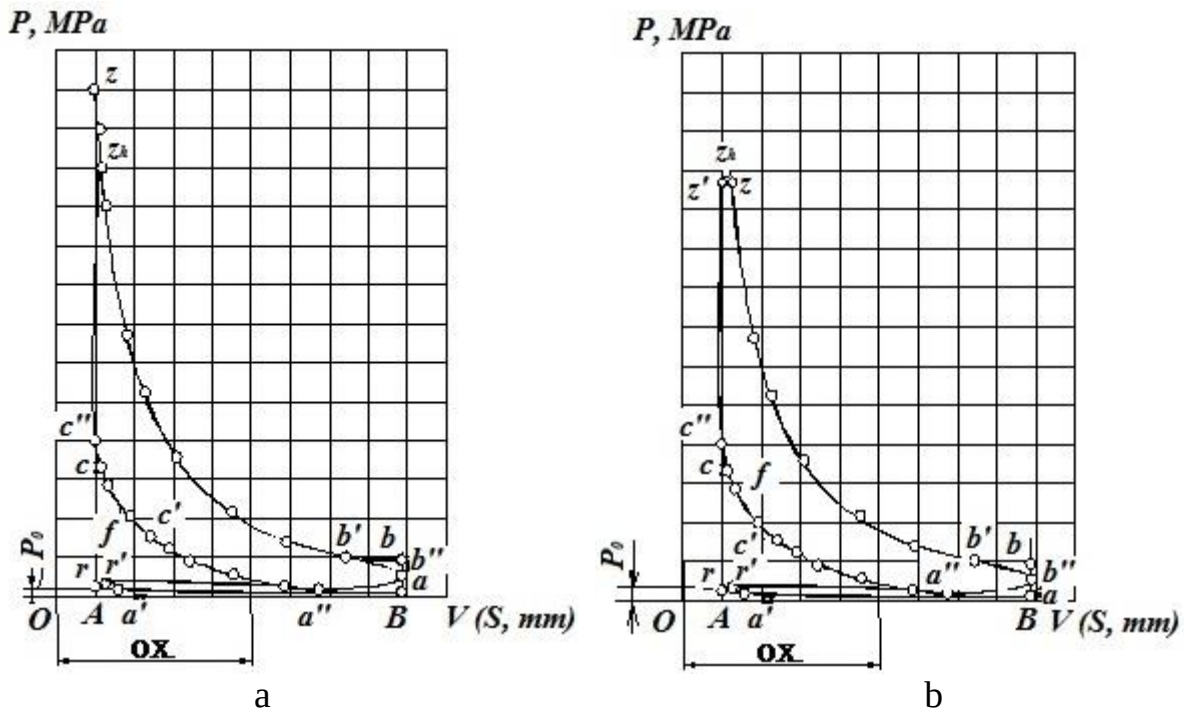
olunması məqsədəuyğun hesab edilir. Absis oxu üzərində AB parçasını qeyd etmək üçün isə yanma kamerinin həcminə uyğun gələn OA parçası da təyin edilməlidir. Deməli, deyilənləri nəzərə alaraq yazı bilərik:

$$AB = \frac{S}{M_s} [mm], \quad (14.12)$$

$$OA = \frac{AB}{(\varepsilon - 1)} [mm]. \quad (14.13)$$

Qarışıq sikl üzrə işləyən dizel mühərriklərində isə $z'z$ məsafəsi (şəkil 14.2) qabaqcadan genişlənmə dərəcəsinə görə aşağıdakı kimi hesablanır:

$$z'z = OA(\rho - 1) [mm]. \quad (14.14)$$



Şəkil 14.1. DYM-nin indikator diaqramlarının qurulması:
a-qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin, b-dizel mühərrikinin.

Silindrin xarakterik həcmələrinə uyğun gələn məsafələr absis oxu üzərində qeyd edildikdən sonra təzyiq miqyası (M_p) qəbul olunur. Bu miqyasın 0.02, 0.025, 0.04, 0.05, 0.07, 0.10 $\frac{MPa}{mm}$ qəbul olunması məqsəduyğun hesab edilir.

Bundan sonra istilik hesabının nəticələrinə görə, qəbul olunmuş təzyiq miqyasına əsasən, xarakterik nöqtələrin ordinatları təyin edilir.

Diaqramın maksimal hündürlüyünə, yəni yanmanın sonundakı təzyiqə (P_z) uyğun gələn məsafə:

$$Az = \frac{P_z}{M_p} [mm].$$

Qeyd etmək lazımdır ki, dizel mühərriklərində $Az' = Az$.

İşçi siklin digər xarakterik nöqtələrindəki təzyiqlərə uyğun gələn ordinatlar:

$$Ba = \frac{P_a}{M_p} [mm],$$

$$Ac = \frac{P_c}{M_p} [mm],$$

$$Bb = \frac{P_b}{M_p} [mm],$$

$$Ar = \frac{P_r}{M_p} [mm].$$

Atmosfer təzyiqinə uyğun gələn ordinat – $\frac{P_0}{M_p}$ [mm].

Sonra isə xarakterik təzyiqlərin ordinatlarına uyğun gələn a , c , z , z' (dizel mühərriklərində), b və r nöqtələri diaqramda qeyd olunur.

Daha sonra, sıxma və genişlənmə politrop proseslərinin ayrılərini qurmaq üçün V_c və V_a , V_z və V_b həcmələri arasındakı yeddi-səkkiz aralıq nöqtələrə uyğun gələn təzyiqlər və onların ordinatları hesablanır.

Sıxma politropu üçün

$$P_{x_1} V_x^{n_1} = P_a V_a^{n_1}, \quad (14.15)$$

buradan

$$P_{x_1} = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} \text{ [MPa]} \quad (14.16)$$

və yaxud

$$\frac{P_{x_1}}{M_p} = \frac{P_a}{M_p} \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} = Ba \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1} \text{ [mm]}, \quad (14.17)$$

burada: P_{x_1} – sıxma politropu üzərində axtarılan nöqtələrin cari təzyiqləri,

V_x və OX – uyğun olaraq, sıxma politropu üzərində axtarılan nöqtəyə uyğun gələn həcm və ona müvafiq olan məsafənin cari qiymətləri [mm].

Həm qığılcımla alışdırılmalı, həm də dizel mühərriklərində $\frac{V_a}{V_x}$ və yaxud $\frac{OB}{OX}$

nisbəti $1 \div \varepsilon$ intervalında dəyişdirilir.

Eyni qayda ilə genişlənmə prosesi üçün:

$$P_{x_2} V_x^{n_2} = P_b V_b^{n_2}, \quad (14.18)$$

buradan

$$P_{x_2} = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} \text{ [MPa]} \quad (14.19)$$

və yaxud

$$\frac{P_{x_2}}{M_p} = \frac{P_b}{M_p} \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} = Bb \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2} \text{ [mm]}, \quad (14.20)$$

burada P_{x_2} – genişlənmə politropu üzərində axtarılan nöqtələrin cari təzyiqləridir.

Verilən nöqtələrin koordinatları cədvəl 10-da qeyd edilir. Qeyd etmək lazımdır ki, genişlənmə prosesi dizel mühərriki üçün hesablandıqda 2-ci nöqtədə $OX = OA + z'z$ qəbul olunmalıdır ki, $P_{x_2} = P_x$ olsun.

Cədvəl 14.1-ə görə sıxma və genişlənmə politrop ayrıləri qurulur, sorma və xaricətmə prosesləri isə ra və br düz xətləri ilə göstərilməklə $r-a-c-z-b-r$ (dizel mühərriklərində isə $r-a-c-z'-z-b-r$) nəzəri indikator diaqramı alınır.

Cədvəl 14.1

Nöqtələr	OX, mm	$\frac{OB}{OX}$	Sıxma prosesi			Genişlənmə prosesi		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	$\frac{P_{x_1}}{M_p}, mm$	$\frac{P_{x_1}}{MPa}$	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}$	$\frac{P_{x_2}}{M_p}, mm$	$\frac{P_{x_2}}{MPa}$
1	OA	ε		Ac	P_c		Az	P_z
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9	OB	1	1	Ba	P_a	1	Bb	P_b

Mühərrikdə baş verən həqiqi işçi sikli almaq üçün əvvəlcə sorma və xaricətmə klapanlarının açılıb-bağlanma anlarına (r' , a'' , b' və a'), yanmanın başladığı (f), görünən yanmanın başladığı (c''), yanacağın püskürüldüyü və yaxud qığılcım verildiyi (c') anlara və həqiqi yanmanın maksimum təzyiqinə (z_h) uyğun gələn nöqtələr indikator diaqramında qeyd olunur. Bundan sonra isə aşağıdakı yuvarlaqlaşdırma işləri aparılaraq $r-a'-a-f-c''-z_h-b'-b''-r$ həqiqi indikator diaqramı alınır:

a) $f-c''$ əyrisi ilə sıxma politropu və yanma prosesinin sabit həcmdə baş verən hissəsi qovuşdurulur;

b) qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə c'' və z_h nöqtələri düz xətlə birləşdirilir, dizel mühərriklərində isə yanma prosesinin sabit həcmdə gedən yuxarı hissəsi z_h nöqtəsindən keçən əyri xətlə genişlənmə poltropuna qovuşdurulur;

c) genişlənmə prosesinin sonu b' və b'' nöqtələrindən keçən əyri xətlə xaricətmə prosesinin absis oxuna paralel hissəsinə qovuşdurulur.

Həqiqi indikator diaqramı qurulduqdan sonra onun qurulmasının və istilik hesabının düzgünlüyü yoxlanılır. Bunun üçün, əvvəlcə, planimetriya üsulu ilə hesablanmış indikator diaqramının sahəsinə görə həqiqi orta indikator təzyiqi təyin edilir:

$$P_{i_h} = F_i \cdot \frac{M_p}{AB} [MPa], \quad (14.21)$$

burada F_i – həqiqi indikator diaqramının planimetriya üsulu ilə tapılan sahəsidir $[mm^2]$.

Bundan sonra bu orta indikator təzyiqi istilik hesabından alınmış həqiqi orta indikator təzyiqi ilə müqayisə olunur:

$$\Delta = \frac{|P_{i_h} - P_i|}{P_i} \cdot 100\%. \quad (14.22)$$

Xəta 3-4%-dən çox olduqda indikator diaqramının sahəsinə və yaxud istilik hesabına görə təyin edilmiş həqiqi orta indikator təzyiqləri yenidən hesablanır və yoxlanılır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin əsas konstruktiv ölçüləri, litrajı nədir və necə təyin edilir?
2. Porşenin orta sürətinə görə mühərrikin əsas konstruktiv ölçüləri necə təyin edilir?
3. S/D nisbətinə görə mühərrikin əsas konstruktiv ölçüləri necə təyin edilir?
4. Porşenin orta sürətinin qəbul olunmuş qiyməti necə yoxlanılır?
5. Qığılımla alışdırmalı mühərriklərin indikator diaqramı necə qurulur?
6. Dizel mühərriklərinin indikator diaqramı necə qurulur?
7. Nəzəri və həqiqi orta indikator təzyiqlərinin analitik üsulla alınmış qiymətləri qrafiki üsul ilə alınmış qiymətlərlə necə müqayisə olunur?

MÜHAZİRƏ 15

Mühərrikin istilik balansı

Mühərrikdə yanacaqın yanması nəticəsində alınan istiliyin faydalı işə və ayrı-ayrı itkilərə hansı nisbətdə paylandığını araşdırmaq üçün istilik balansından istifadə olunur. Mühərrikin istilik balansı ümumi şəkildə aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$Q_{üm.} = Q_e + Q_s + Q_r + Q_n + Q_m + Q_{qal.} \left[\frac{C}{s} \right], \quad (15.1)$$

burada $Q_{üm}$ — silindrdə yanacaqın yanması nəticəsində ayrılan ümumi istilikdir:

$$Q_{üm.} = H_u \cdot \frac{G_y}{3.6} \left[\frac{C}{s} \right], \quad (15.2)$$

burada: H_u – yanacağın aşağı yanma istiliyi $\left[\frac{kC}{kq} \right]$;

G_y – mühərrikin saatlıq yanacaq sərfidir $\left[\frac{kq}{saat} \right]$.

Q_e – faydalı işə ekvivalent olan istilikdir:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \left[\frac{C}{s} \right] \quad (15.3)$$

və ya

$$Q_e = Q_{üm} \cdot \eta_e \left[\frac{C}{s} \right]. \quad (15.4)$$

Q_s – soyutma sisteminə verilən istilikdir:

$$Q_s = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u} \left[\frac{C}{s} \right], \quad (15.5)$$

burada: $c = 0.45 \div 0.53$ – mütənasiblik əmsalı,

i – silindrlərin sayı,

D – silindrin diametri $[sm]$,

$m = 0.6 \div 0.7$ – üst göstəricisi,

n – mühərrikin dövrlər sayı, $[d\dot{a}q^{-1}]$,

ΔH_u – natamam yanma nəticəsində itirilən istilik $\left[\frac{kC}{kq} \right]$,

α – hava artıqlıq əmsalıdır.

Dizel mühərriklərində $\Delta H_u = 0$ olduğundan (15.6) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$Q_s = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m}{\alpha} \left[\frac{C}{s} \right]. \quad (15.6)$$

Q_r – işlənmiş qazların apardığı istilik:

-adi mühərriklərdə

$$Q_r = \frac{G_y}{3.6} \cdot [M_2 \cdot [(mc_v'')_{t_r} + 8.315] \cdot t_r - M_1 \cdot [(mc_v)_{t_0} + 8.315] \cdot t_0] \left[\frac{C}{s} \right], \quad (15.7)$$

-üstəlik üfürməli mühərriklərdə

$$Q_r = \frac{G_y}{3.6} \cdot [M_2 \cdot [(mc_v'')_{t_r} + 8.315] \cdot t_r - M_1 \cdot [(mc_v)_{t_0} + 8.315] \cdot t_k] \left[\frac{C}{s} \right], \quad (15.8)$$

burada: $(mc_v'')_{t_r}$, $(mc_v)_{t_0}$ və $(mc_v)_{t_k}$ – uyğun olaraq, işlənmiş qazların, atmosfer təzyiqindəki havanın və üstəlik üfürülən havanın sabit həcmdəki xüsusi istilik tutumlarıdır $\left[\frac{kC}{kmol \cdot der.} \right]$,

Q_n – natamam yanma nəticəsində itirilən istilik:

$$Q_n = \Delta H_u \cdot \frac{G_y}{3.6} \left[\frac{C}{s} \right]. \quad (15.9)$$

Dizel mühərriklərində $\Delta H_u = 0$ olduğundan $Q_n = 0$ qəbul olunur.

Q_m – mexaniki itkilərə sərf olunan istilik:

$$Q_m = Q_i - Q_e. \quad (15.10)$$

Q_i – silindrdə indikator işinə çevrilən istiliktir:

$$Q_i = Q_{\text{üm}} \cdot \eta_i. \quad (15.11)$$

$Q_{\text{qal.}}$ – balansın qalıq həddidir:

$$Q_{\text{qal.}} = Q_{\text{üm}} - (Q_e + Q_s + Q_r + Q_n + Q_m) \left[\frac{C}{s} \right]. \quad (15.12)$$

Mühərrikləri müqayisə etdikdə və yaxud istilik balansını daha əyani qiymətləndirmək lazım gəldikdə, istilik balansının hədləri faizlə (%) ifadə edilir:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%, \quad q_s = \frac{Q_s}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%, \quad q_r = \frac{Q_r}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%$$

$$q_n = \frac{Q_n}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%, \quad q_m = \frac{Q_m}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%, \quad q_{\text{qal.}} = \frac{Q_{\text{qal.}}}{Q_{\text{üm}}} \cdot 100\%.$$

Qığılcımla alışdırılmalı və dizel mühərrikləri üçün istilik balansının hədləri %-lə cədvəl 15.1-də verilmişdir:

Cədvəl 15.1

S.S.	İstilik balansının tərkib hissələri [%]	Qığılcımla alışdırılmalı mühərriklər	Dizel mühərrikləri	
			Adi	Üstəlik üfürməli
1	Faydalı iş ekvivalent olan istilik, q_e	21÷28	29÷42	35÷45
2	Soyutma sisteminə verilən istilik, q_s	12÷27	15÷35	10÷25
3	İşlənmiş qazların apardığı istilik, q_r	30÷55	25÷45	25÷40
4	Natamam yanma nəticəsində itirilən istilik, q_n	0÷20	-	-
5	Mexaniki itkilərə ekvivalent olan istilik, q_m	5÷8	7÷12	7÷15
6	Balansın qalıq həddi, q_{qal}	3÷8	2÷5	2÷5

YOXLAMA SUALLAR

1. Qığılımla alışdırılmalı mühərriklərin istilik balansı ümumi şəkildə necə ifadə olunur?
2. Dizel mühərriklərinin istilik balansı ümumi şəkildə necə ifadə olunur?
3. Silindrdə yanacağın yanması nəticəsində ayrılan ümumi istilik necə təyin edilir?
4. Faydalı işə ekvivalent olan istilik necə təyin edilir?
5. Soyutma sisteminə verilən istilik necə təyin edilir?
6. Xaric qazlarının apardığı istilik necə təyin edilir?
7. Natamam yanma nəticəsində itirilən istilik necə təyin edilir?
8. Mexaniki itkilərə sərf olunan istilik necə təyin edilir?

MÜHAZİRƏ 16

Dirsək-sürgüqolu mexanizminin kinematikası

16.1. Dirsək-sürgüqolu mexanizminin növləri, əsas konstruktiv parametrlər və nisbətlər

Daxili yanma mühərriklərində porşenin irəli-geri hərəkətinin dirsəkli valın fırlanma hərəkətinə çevrilməsi dirsək-sürgüqolu (dirsək-sürgüqolu) mexanizminin köməyi ilə yerinə yetirilir.

Dirsək-sürgüqolu mexanizmi, dirsəkli valın və silindrin oxu bir müstəvidə yerləşərsə mərkəzi (aksial) (şəkil 16.1, a) və ya dirsəkli val ilə silindrin oxu müxtəlif müstəvilərdə yerləşərsə sürüşdürülmüş (dezaksial) (şəkil 16.2, b) tipli olur. Dezaksial mexanizm, həmçinin porşen barmağının yerdəyişməsi hesabına da alınə bilər.

Hal-hazırda daxili yanma mühərriklərində mərkəzi dirsək-sürgüqolu mexanizmi daha çox yayılmışdır. Şəkil 16.1-də belə mexanizmin əsas işarələmələri göstərilmişdir: s_x – porşenin cari yerdəyişməsi (A nöqtəsi – porşen barmağının oxu), φ – saat əqrəbi üzrə dirsəkli valın fırlanması istiqamətində silindrin oxu üzrə hesablanan dirsəyin dönmə bucağı (OB), O – dirsəkli valın oxunu bildirir, B – sürgüqolu boynunun oxu, A' – YÖN, β – sürgüqolu oxunun (AB) silindrin oxuna nəzərən meyillənmə bucağı, ω – dirsəkli val fırlanmasının bucaq sürəti, $R = OB$ – dirsəyin radiusu, $S = 2R = A'A''$ – porşen gedişi (A'' nöqtəsi $AÖN$ -ni bildirir), $L_s = AB$ – sürgüqolunun uzunluğu, $\lambda = \frac{R}{L_s}$ – dirsəyin radiusunun sürgüqolunun uzunluğuna nisbəti, $R + L_s = A'O$ – dirsəkli valın oxundan YÖN-ə qədər məsafə.

Dezaksial dirsək-sürgüqolu mexanizmində (şəkil 16.1, b), mərkəzi mexanizm üçün qəbul olunmuş işarələmələrdən fərqli olaraq dirsəyin dönməsinin φ bucağı silindrin $A'D$ oxuna paralel və dirsəkli valın oxundan keçən CO xəttindən hesablanır. Burada $S = A'A'' \neq 2R$. Dezaksial mexanizm nisbi yerdəyişmə ölçüsü ilə xarakterizə edilir:

$$k = \frac{a}{R},$$

burada $a = OD$ – silindr oxunun dirsəkli valın oxuna nəzərən sapma ölçüsüdür.

$k = 0.05 \div 0.15$ qiymətlərində qəbul edilir.

Mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin qiyməti yuxarıda göstərilən ölçülərdən və onların nisbətlərindən asılıdır.

Təyin olunmuşdur ki, λ -nın azaldılması (L_s artırılması hesabına) ətalət və normal qüvvələrin azalması baş verir, lakin eyni zamanda mühərrikin hündürlüyü və onun çəkisi artır. Bununla əlaqədar olaraq daxili yanma mühərriklərində $\lambda = 0.23 \div 0.30$ qəbul edilir.

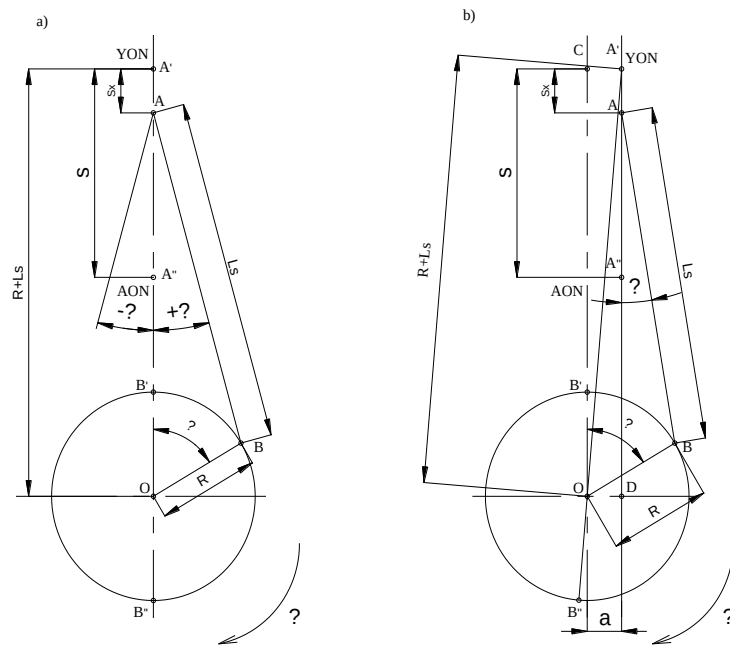
Kiçik diametrləli mühərriklər üçün $\frac{R}{L_s}$ nisbətini elə seçirlər ki, sürgüqolu silindrin aşağı qurtaracağına dəyməsin.

Sürgüqolunun minimal uzunluğunu və sürgüqolunun silindrin aşağı qurtaracağına dəyməməsi üçün λ -nın maksimal buraxılabilən qiymətini aşağıdakı kimi tapırlar (şəkil 16.2):

Silindrin şaquli oxunda $R = \frac{S}{2}$ radiusunda sürgüqolu boynunun mərkəzinin fırlanmasının çevrəsini çəkirlər. Sonra, dirsəkli valın elementlərinin konstruktiv ölçülərindən istifadə edərək (cədvəl 16.1), B nöqtəsindən (AÖN-də yerləşən dirsəyin mərkəzi) $r_{s.b.}$ radiusu ilə sürgüqolu boynunun çevrəsini, O mərkəzindən isə r_1 radiusu ilə boynun və ya əksyüknün kənar nöqtəsinin fırlanmasının ikinci çevrəsini çəkirlər:

-əksyüksüz mühərriklər üçün $r_1 = R + (1.15 \div 1.25)r_{s.b.}$,

-əksyüklü mühərriklər üçün $r_1 = R + (1.3 \div 1.5)r_{s.b.}$.



Şəkil 16.1. Dirsək-sürgüqolu mexanizmlərinin sxemləri:
a-mərkəzi (aksial), b-sürüşdürülmüş (dezaksial).

C nöqtəsindən $6 \div 8 \text{ mm}$ aşağı çəkilərək porşenin aşağı qurtaracağının dirsəkli valın oxuna minimal buraxılabilən yaxınlaşmasını təyin edən silindrin oxuna perpendikulyar $A - A$ xəttini çəkirlər.

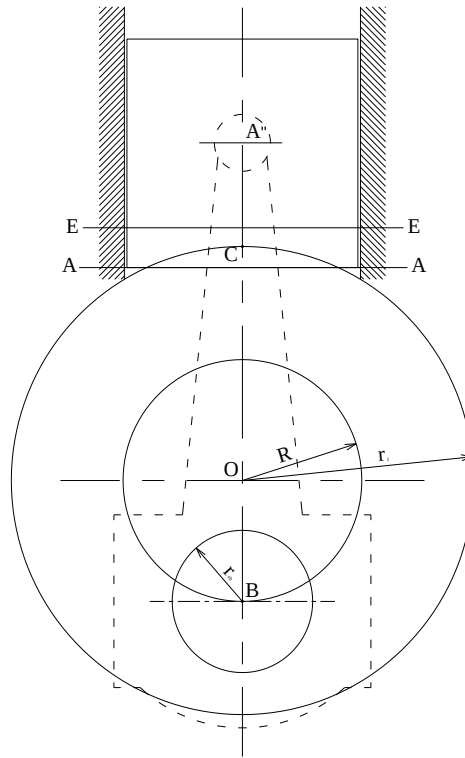
Porşenin ölçülərinin konstruktiv nisbətlərindən istifadə edərək (cədvəl 16.2) $A - A$ xəttindən yuxarıya porşenin konturunu, o cümlədən porşen barmağının mərkəzinə (A'' nöqtəsi) çəkirlər. $A''B$ nöqtələri arasındakı məsafə $\lambda_{max} = \frac{R}{L_s}$

təyin edilən sürgüqolunun L_{smin} minimal uzunluğudur.

Sürgüqolunun silindrin divarına toxunmasının qarşısını almaq üçün porşenin YÖN-dən AÖN-ə hərəkəti zamanı onun trayektoriyasını yoxlayırlar. Sürgüqolu silindrin aşağı qurtaracağına toxunmamalıdır, bu halda porşenin aşağı qurtaracağı onun AÖN-də yerləşməsi zamanı silindrin aşağı qurtaracağından $10 \div 15 \text{ mm}$

yuxarıda yerləşməlidir ($E - E$ xətti). Əgər sürgüqolu hərəkət zamanı silindrin aşağı qurtaracağına toxunursa, onda sürgüqolunun uzunluğunu artırır və ya sürgüqolunun keçməsi üçün silindrin divarlarında kəsmələr yerinə yetirirlər. Bu sxemdə mühərrikin yağ çənbərinin ölçülərini və paylayıcı valın yerləşdirilməsi (blokda yerləşən mühərriklər üçün) təyin etmək üçün sürgüqolunun dirsək başlığının kənar nöqtələrinin hərəkət trayektoriyasını çəkirlər. İndikator diaqramının qurulması zamanı əvvəl qəbul edilmiş λ -nın qiymətini $\lambda \leq \lambda_{max}$ şərti ilə saxlayırlar.

Dirsək-sürgüqolu mexanizminin kinematikasının hesabında porşenin yolu, sürəti və təcili təyin edilir. Eyni zamanda dirsəkli val sabit bucaq sürəti ω ilə fırlanması qəbul edilir (həqiqətdə isə qaz yüklərinin mütəmadi dəyişməsi və dirsəkli valın deformasiyası hesabına $\omega \neq const$). Belə şərt bütün kinematik ölçülərin $\omega = const$ şəraitində zamanla sabit olan dirsəkli valın dönmə bucağından φ funksional asılılıq şəklində baxmağa imkan verir.



Şəkil 16.2. Sürgüqolunun minimal uzunluğunun təyini üçün dirsək-sürgüqolu mexanizminin sxemi.

Cədvəl 16.1

Mühərriklər	$\frac{l}{D}$	$\frac{d_{s.b.}}{D}$	$\frac{l_{s.b.}}{D}$	$\frac{d_{a.b.}}{D}$	$\frac{l_{a.b.}}{D^*}$
Karbüratorlu: -sırası -V şəkilli, bir boyunda sürgüqolularının ardıcıl yerləşməsi ilə	1.20÷1.28 1.25÷1.35	0.60÷0.70 0.56÷0.66	0.45÷0.65 0.8÷1.0	0.60÷0.80 0.63÷0.75	$\frac{0.45 \div 0.60}{0.74 \div 0.84}$ $\frac{0.50 \div 0.70}{0.70 \div 0.88}$
Benzini sorma borusuna püskürülən: -sırası -V şəkilli, bir boyunda sürgüqolularının ardıcıl yerləşməsi ilə	1.21÷1.26 1.27÷1.39	0.70÷0.77 0.6÷0.75	0.5÷0.75 0.86÷1.2	0.67÷0.9 0.65÷0.78	$\frac{0.50 \div 0.65}{0.77 \div 0.86}$ $\frac{0.50 \div 0.70}{0.70 \div 0.88}$
Benzini birbaşa silindrə püskürülən: -sırası -V şəkilli, bir boyunda sürgüqolularının ardıcıl yerləşməsi ilə	1.25÷1.30 1.30÷1.39	0.70÷0.80 0.62÷0.77	0.5÷0.76 0.86÷1.3	0.67÷0.95 0.65÷0.8	$\frac{0.50 \div 0.70}{0.77 \div 0.90}$ $\frac{0.50 \div 0.70}{0.70 \div 0.88}$
Dizellər: -sırası -V şəkilli, bir boyunda sürgüqolularının ardıcıl yerləşməsi ilə	1.25÷1.30 1.47÷1.55	0.64÷0.75 0.65÷0.72	0.7÷1.0 0.8÷1.0	0.70÷0.90 0.70÷0.75	$\frac{0.45 \div 0.60}{0.75 \div 0.85}$ $\frac{0.50 \div 0.70}{0.65 \div 0.86}$

D – mühərrikin silindrinin diametri, $l_{s.b.}$ – haşiyə nəzərə alınaraq sürgüqolu boynunun tam uzunluğu.

* Aralıq və kənar (və ya orta) ana boyunları üçün verilənlər.

Cədvəl 16.2

Adı	Karbürator mühərrikləri	Benzini sorma borusuna püskürülən mühərriklər	Benzini birbaşa silindrə püskürülən mühərriklər	Dizellər
Porşen dibinin qalınlığı δ	(0.05÷0.10)D	(0.06÷0.12)D	(0.07÷0.15)D	(0.12÷0.20)D
Porşenin hündürlüyü H	(0.8÷1.3)D	(0.9÷1.5)D	(1.0÷1.6)D	(1.0÷1.7)D
Porşenin üst hissəsinin hündürlüyü h_1	(0.45÷0.75)D	(0.5÷0.9)D	(0.5÷1.0)D	(0.6÷1.0)D
Porşen ətəyinin hündürlüyü h_2	(0.6÷0.8)D	(0.6÷1.0)D	(0.5÷1.1)D	(0.6÷1.1)D
Porşen barmağı yuvasının diametri d_b	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D
Porşen barmağı yuvasının torsları arasında məsafə b	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D	(0.3÷0.5)D
Porşen ətəyinin divarının qalınlığı δ_2 , mm	1.5÷4.5	1.6÷4.8	1.8÷5.0	2.0÷5.0
Porşen başlığı divarının qalınlığı s	(0.05÷0.10)D	(0.05÷0.10)D	(0.05÷0.10)D	(0.05÷0.10)D
Porşenin birinci arakəsməsinə qədər məsafə e	(0.06÷0.12)D	(0.07÷0.13)D	(0.08÷0.15)D	(0.11÷0.20)D
Porşen üzüklerinin birinci arakəsmələri arasındakı qalınlıq h_p	(0.03÷0.05)D	(0.03÷0.06)D	(0.03÷0.06)D	(0.04÷0.07)D
Üzüyün radial qalınlığı t :				
-sıxlaşdırıcı (kompression)	(0.040÷0.045)D	(0.040÷0.045)D	(0.040÷0.045)D	(0.040÷0.045)D
-yağsıyırıcı	(0.038÷0.043)D	(0.038÷0.043)D	(0.038÷0.043)D	(0.038÷0.043)D
Üzüyün hündürlüyü a , mm	2÷4	2÷4	2÷5	3÷5
Sərbəst və işçi vəziyyətdə üzük qıfılı arakəsmələrinin ölçüləri arasındakı fərq A_0	(2.5÷4.0)t	(2.5÷4.0)t	(2.5÷4.0)t	(3.2÷4.0)t
Porşenin üzük yuvasında üzüyün radial arakəsməsi Δt , mm:				
-sıxlaşdırıcı (kompression)	0.70÷0.95	0.70÷0.95	0.70÷0.95	0.70÷0.95
-yağsıyırıcı	0.9÷1.1	0.9÷1.1	0.9÷1.1	0.9÷1.1
Porşenin daxili diametri d_i	D-2(s+t+Δt)	D-2(s+t+Δt)	D-2(s+t+Δt)	D-2(s+t+Δt)
Porşendə yağ yuvalarının sayı n_y	6÷12	6÷12	6÷12	6÷12
Yağ kanalının diametri d_y	(0.3÷0.5)a	(0.3÷0.5)a	(0.3÷0.5)a	(0.3÷0.5)a
Barmağın xarici diametri d_x	(0.22÷0.28)D	(0.23÷0.30)D	(0.25÷0.35)D	(0.30÷0.38)D
Barmağın daxili diametri d_d	(0.65÷0.75)D	(0.65÷0.80)D	(0.65÷0.80)D	(0.50÷0.70)D
Barmağın uzunluğu l_b :				
-bərkidilmiş	(0.88÷0.93)D	(0.88÷0.93)D	(0.88÷0.93)D	(0.88÷0.93)D
-üzən	(0.78÷0.88)D	(0.78÷0.88)D	(0.78÷0.88)D	(0.80÷0.90)D
Sürgüqolu oymağının uzunluğu l_s :				
-bərkidilmiş barmağın	(0.28÷0.32)D	(0.28÷0.32)D	(0.28÷0.32)D	(0.28÷0.32)D
-üzən barmağın	(0.33÷0.45)D	(0.34÷0.46)D	(0.34÷0.46)D	(0.33÷0.45)D

16.2. Porşenin yerdəyişməsi, sürəti və təcili

Porşenin yerdəyişməsi. Mərkəzi dirsək-sürgüqolu mexanizmlı mühərriklər üçün dirsəyin dönmə bucağından asılı olaraq porşenin yerdəyişməsi (m):

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \quad (16.1)$$

Hesablamalar üçün yalnız bir φ bucağı üçün funksiya olan porşenin yerdəyişməsinin ifadəsini istifadə etmək əlverişlidir.

Praktiki hesablamalar üçün belə ifadəni (16.1) formulunda olan aşağıdakı ifadədə ikinci tərtibdən yuxarı üzvləri kiçik ölçüdən istifadə etməklə yalnız birinci iki üzvü əvəz edən zaman kifayət qədər dəqiqliklə alırlar:

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

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (16.2)$$

(16.2) ifadəsindən görünür ki, $\varphi = 90^\circ$ olduqda $s_{90^\circ} = R(1 + \lambda/2)$, $\varphi = 180^\circ$ olduqda isə $s_{180^\circ} = 2R$ -dir. Kvadrat mötərizələrdəki vuruğun qiymətləri λ və φ -dən asılı olaraq cədvəl 16.3-də göstərilmişdir.

(16.2) ifadəsindən və cədvəl 16.3-dən istifadə edərək φ -nin aralıq qiymətləri üçün (hər 10, 15, 20 və 30° -dən lazım olan dəqiqlikdən asılı olaraq) porşenin y.ö.n.-dən a.ö.n.-ə qədər yerdəyişməsinin qiymətlərini analitik yolla təyin edirlər və $s = f(\varphi)$ əyrisini qururlar (şəkil 16.3, a).

Dirsəyin y.ö.n.-dən a.ö.n.-ə qədər dönməsi zamanı porşenin hərəkəti sürgüqoluun silindrin oxu istiqamətində və onun bu oxdan sapmasının təsiri ilə baş verir. Sürgüqoluun yerdəyişmə istiqamətlərinin üst-üstə düşməsi nəticəsində çevrənin birinci rübü üzrə dirsəyin hərəkəti zamanı ($0 \div 90^\circ$) porşen öz yolunun yarısından çoxunu keçir. Bu elə (16.2) ifadəsindən də görünür. Dirsəyin çevrənin ikinci rübü üzrə ($90 \div 180^\circ$) hərəkəti zamanı sürgüqoluun yerdəyişmə istiqamətləri üst-üstə düşmür və porşen birinci rübdəkinə nəzərən az yol keçir. Porşenin yerdəyişməsinin qrafiki qurulması zamanı göstərilən qanunauyğunluğu Briks düzəlişi ilə $\frac{R\lambda}{2} = \frac{R^2}{2L_s}$ nəzərə alırlar.

Şəkil 16.3, b-də F.A.Briks üsulu ilə $s = f(\varphi)$ qrafiki qurulması göstərilmişdir.

R radiuslu çevrənin mərkəzi $\frac{R\lambda}{2}$ ölçüsü qədər a.ö.n. istiqamətində yerini dəyişirlər və yeni mərkəzdən müəyyən hər bir φ qiymətindən (şəkil 16.3, b-də hər 30° -dən bir) çevrə ilə kəsişənə qədər radius-vektor keçirirlər. Kəsişmə nöqtələrinin (1, 2, 3, ...) silindrlərin oxuna proyeksiyaları (y.ö.n. – a.ö.n.) proyeksiyaları φ bucağının verilən qiymətlərində porşenin vəziyyətini əyani olaraq göstərir.

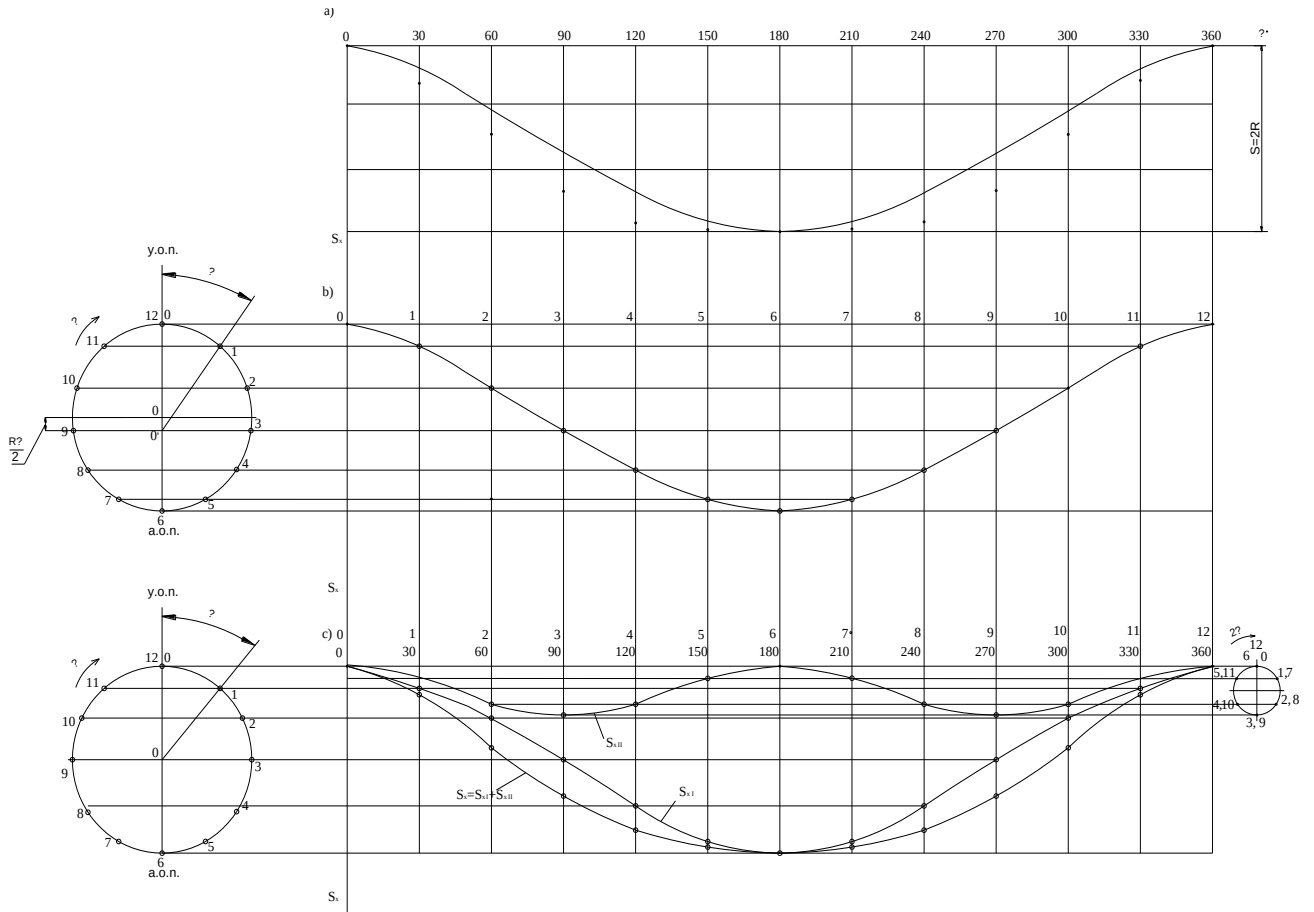
Porşenin yerdəyişməsinə birinci $s_{xI} = R(1 - \cos \varphi)$ və ikinci $s_{xII} = \left(\frac{R\lambda}{4}\right)(1 - \cos 2\varphi)$ tərtib harmonik yerdəyişmələrin cəmi kimi baxan zaman $s = f(\varphi)$ qrafiki qurulması şəkil 16.3, c-də göstərilən kimi yerinə yetirirlər.

Dezaksial dirsək-sürgüqolu mexanizmində porşenin yerdəyişməsi:

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right] [m]. \quad (16.3)$$

Cədvəl 16.3

φ°	λ -nın qiymətlərində $\left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$								φ°
	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.3	0.31	
0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	360
10	0.0188	0.0190	0.0191	0.0193	0.0194	0.0196	0.0197	0.0199	350
20	0.0743	0.0749	0.0755	0.0761	0.0767	0.0773	0.0779	0.0784	340
30	0.1640	0.1653	0.1665	0.1678	0.1690	0.1703	0.1715	0.1728	330
40	0.2836	0.2857	0.2877	0.2898	0.2918	0.2939	0.2960	0.2980	320
50	0.4276	0.4306	0.4335	0.4364	0.4394	0.4423	0.4452	0.4482	310
60	0.5900	0.5938	0.5975	0.6013	0.6050	0.6088	0.6125	0.6163	300
70	0.7640	0.7684	0.7728	0.7772	0.7816	0.7860	0.7905	0.7949	290
80	0.9428	0.9476	0.9525	0.9573	0.9622	0.9670	0.9719	0.9767	280
90	1.1200	1.1250	1.1300	1.1355	1.1400	1.1450	1.1500	1.1550	270
100	1.2900	1.2948	1.2997	1.3045	1.3094	1.3142	1.3191	1.3239	260
110	1.4480	1.4524	1.4568	1.4612	1.4656	1.4700	1.4745	1.4789	250
120	1.5900	1.5938	1.5975	1.6013	1.6050	1.6088	1.6125	1.6163	240
130	1.7132	1.7162	1.7191	1.7220	1.7250	1.7279	1.7308	1.7338	230
140	1.8156	1.8177	1.8197	1.8218	1.8238	1.8259	1.8280	1.8300	220
150	1.8960	1.8973	1.8985	1.8998	1.9010	1.9023	1.9035	1.9048	210
160	1.9537	1.9543	1.9549	1.9555	1.9561	1.9567	1.9573	1.9578	200
170	1.9884	1.9886	1.9887	1.9889	1.9890	1.9892	1.9893	1.9895	190
180	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	180



Şəkil 16.3. Porşenin yerdəyişmə əyrilərinin qurulması:
a-analitik üsulla ($\lambda = 0.24$), b-F.A. Briks üsulu ilə ($\lambda = 0.30$), c-birinci və ikinci
tərtib yerdəyişmələrin cəmi üsulu ilə ($\lambda = 0.80$).

Porşenin sürəti. Porşenin yerdəyişməsi zamanı onun hərəkət sürəti dəyişən kəmiyyət olur və dirsəkli valın sabit dövrlər sayında yalnız dirsəyin dönmə bucağından və $\lambda = \frac{R}{L_s}$ nisbətindən asılıdır:

$$v_p = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega R \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (16.4)$$

(16.4) ifadəsində mötərizələrdəki vuruğun qiymətləri λ və φ -dən asılı olaraq cədvəl 16.4-də göstərilmişdir.

(16.4) ifadəsindən görünür ki, porşenin sürəti ölü nöqtələrdə ($\varphi = 0$ və 180°) sıfıra bərabərdir. $\varphi = 90^\circ$ olduqda $v_p = R\omega$, $\varphi = 270^\circ$ olduqda isə $v_p = -R\omega$. Belə ki, bu nöqtələrdə porşen sürətinin mütləq qiymətləri dirsəkli valın sürgüqolu boynunun oxunun çevrəvi sürətinə bərabərdir.

Porşen, maksimal sürətinə (digər bərabər şərtlərlə) $\varphi < 90^\circ (+v_p)$ və $\varphi > 270^\circ (-v_p)$ olduqda çatır və sürgüqoluun son uzunluğunu nəzərə alan λ -nın ölçüsündən asılıdır. λ -nın artması ilə porşen sürətinin maksimal qiymətləri artır və ölü nöqtələr tərəfə yerini dəyişirlər:

$$v_{pmax} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (16.5)$$

Cədvəl 16.4

φ°	İşarə	λ -nin qiymətlərində $\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.3	0.31		
0	+	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	360
10	+	0.2146	0.2164	0.2181	0.2198	0.2215	0.2232	0.2249	0.2266	-	350
20	+	0.4191	0.4224	0.4256	0.4288	0.4320	0.4352	0.4384	0.4416	-	340
30	+	0.6039	0.6083	0.6126	0.6169	0.6212	0.6256	0.6299	0.6342	-	330
40	+	0.7610	0.7659	0.7708	0.7757	0.7807	0.7856	0.7905	0.7954	-	320
50	+	0.8842	0.8891	0.8940	0.8989	0.9039	0.9088	0.9137	0.9186	-	310
60	+	0.9699	0.9743	0.9786	0.9829	0.9872	0.9916	0.9959	1.0002	-	300
70	+	1.0168	1.0201	1.0233	1.0265	1.0297	1.0329	1.0361	1.0393	-	290
80	+	1.0258	1.0276	1.0293	1.0310	1.0327	1.0344	1.0361	1.0378	-	280
90	+	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	-	270
100	+	0.9438	0.9420	0.9403	0.9386	0.9369	0.9352	0.9335	0.9318	-	260
110	+	0.8626	0.8593	0.8561	0.8529	0.8497	0.8465	0.8433	0.8401	-	250
120	+	0.7621	0.7577	0.7534	0.7491	0.7448	0.7404	0.7361	0.7318	-	240
130	+	0.6478	0.6429	0.6380	0.6331	0.6281	0.6232	0.6183	0.6134	-	230
140	+	0.5246	0.5197	0.5148	0.5099	0.5049	0.5000	0.4951	0.4902	-	220
150	+	0.3961	0.3917	0.3874	0.3831	0.3788	0.3744	0.3701	0.3658	-	210
160	+	0.2649	0.2616	0.2584	0.2552	0.2520	0.2488	0.2456	0.2424	-	200
170	+	0.1326	0.1308	0.1291	0.1274	0.1257	0.1240	0.1223	0.1206	-	190
180	+	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-	180

Şəkil 16.4, a-da porşen sürətinin (16.4) formulu ilə analitik üsulla hesablanan φ bucağından asılı olaraq dəyişmə əyrisi $v = f(\varphi)$ göstərilmişdir. Porşen sürətinin qrafiki üsulla əyrilərinin qurulması şəkil 16.4, b, c-də göstərilmişdir.

Porşen sürətinin əyrisini qurmaq üçün şəkil 16.4, b-də dirsək-sürgüqolu mexanizminin sxemi göstərilmişdir. Hər bir φ bucağı üçün porşen sürətinin qiymətini sürgüqoluun mərkəz oxu ilə kəsişən, (01', 02', 03', ...) kəsiklərin ölçüləri ilə, silindrin oxuna perpendikulyar oxda təyin edirlər və uyğun φ bucaqlarının şaquli xəttinə köçürürlər. Bu halda

$$v_p = \frac{\omega R \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (16.6)$$

Şəkil 16.4, c-də porşen sürətinin əyrisi sürətin birinci $v_{pI} = \omega R \sin \varphi$ və ikinci $v_{pII} = \omega R \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$ tərtib harmoniklərinin cəmi ilə qurulmuşdur.

Mühərriklərin itigedişliyini müqayisə etmək üçün hesablamalarda tez-tez porşenin orta sürətini istifadə edirlər

$$v_{p.or.} = \frac{sn}{30} = \frac{2\omega R}{\pi} \left[\frac{m}{s} \right].$$

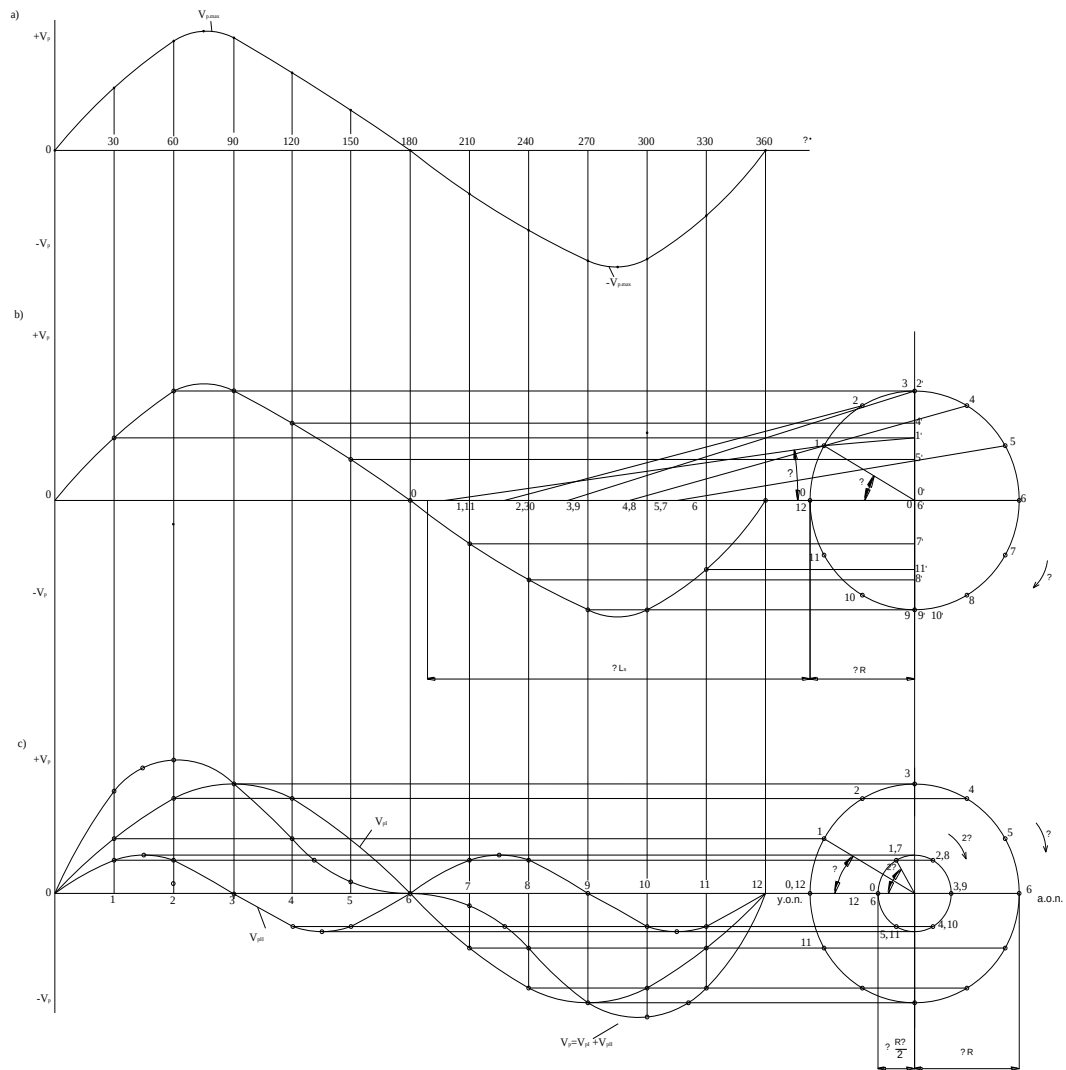
Burada s və R m ilə ifadə edilir, $n - d\varphi^{-1}$. və $\omega - \frac{rad}{s}$.

v_{pmax} -nın $v_{p.or.}$ -a nisbəti $\lambda = 0.24 \div 0.31$ üçün $1.62 \div 1.64$ -ə bərabərdir:

$$\frac{v_{pmax}}{v_{p.or.}} = \left(\frac{\pi}{2} \right) \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Dezaksial dirsək-sürgüqolu mexanizmində porşenin sürəti:

$$v_p = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right). \quad (16.7)$$



Şəkil 16.4. Porşenin sürət ayrılarının qurulması:

a-analitik üsulla ($\lambda = 0.24$), b-dirsək-sürgüqolu mexanizminin sxemi ilə qrafiki üsulla ($\lambda = 0.30$), c-birinci və ikinci tərtib sürətlərin cəmlənməsi üsulu ilə ($\lambda = 0.80$).

Porşenin təcili. Porşenin təcili süətin ifadəsindən aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$j = \frac{dv_p}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dv_p}{d\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \left[\frac{m}{s^2} \right]. \quad (16.8)$$

(16.8) formulundakı mütərizədəki vuruğun qiymətləri λ və φ -dən asılı olaraq cədvəl 16.5-də göstərilmişdir.

Cədvəl 16.5

φ°	İşarə	λ -nın qiymətlərində ($\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$)								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.3	0.31		
0	+	1.2400	1.2500	1.2600	1.2700	1.2800	1.2900	1.3000	1.3100	-	360
10	+	1.2103	1.2197	1.2291	1.2385	1.2479	1.2573	1.2667	1.2761	-	350
20	+	1.1235	1.1312	1.1389	1.1465	1.1542	1.1618	1.1695	1.1772	-	340
30	+	0.9860	0.9910	0.9960	1.0010	1.0060	1.0110	1.0160	1.0210	-	330
40	+	0.8077	0.8094	0.8111	0.8129	0.8146	0.8163	0.8181	0.8198	-	320
50	+	0.6011	0.5994	0.5977	0.5959	0.5942	0.5925	0.5907	0.5890	-	310
60	+	0.3800	0.3750	0.3700	0.3650	0.3600	0.3550	0.3500	0.3450	-	300
70	+	0.1582	0.1505	0.1428	0.1352	0.1275	0.1199	0.1122	0.1045	-	290
80	-	0.0519	0.0613	0.0707	0.0801	0.0895	0.0989	0.1083	0.1177	-	280
90	-	0.2400	0.2500	0.2600	0.2700	0.2800	0.2900	0.3000	0.3100	-	270
100	-	0.3991	0.4085	0.4179	0.4273	0.4367	0.4461	0.4555	0.4649	-	260
110	-	0.5258	0.5335	0.5412	0.5488	0.5565	0.5641	0.5718	0.5795	-	250
120	-	0.6200	0.6250	0.6300	0.6350	0.6400	0.6450	0.6500	0.6550	-	240
130	-	0.6845	0.6862	0.6879	0.6897	0.6914	0.6931	0.6949	0.6966	-	230
140	-	0.7243	0.7226	0.7209	0.7191	0.7174	0.7157	0.7139	0.7122	-	220
150	-	0.7460	0.7410	0.7360	0.7310	0.7260	0.7210	0.7160	0.7110	-	210
160	-	0.7559	0.7482	0.7405	0.7329	0.7252	0.7176	0.7099	0.7022	-	200
170	-	0.7593	0.7499	0.7405	0.7311	0.7217	0.7123	0.7029	0.6935	-	190
180	-	0.7600	0.7500	0.7400	0.7300	0.7200	0.7100	0.7000	0.6900	-	180

Porşenin təcilinin maksimal qiyməti $\varphi = 0^\circ$ -də olur:

$$j_{max} = \omega^2 R(1 + \lambda). \quad (16.9)$$

Porşen təcilinin minimal qiyməti:

a) $\lambda < 0.25$ $\varphi = 180^\circ$ nöqtəsində; $j_{min} = -\omega^2 R(1 - \lambda)$

b) $\lambda > 0.25$ $\varphi = \arccos(-1/4\lambda)$ nöqtəsində; $j_{min} = -\omega^2 R[\lambda + 1/(8\lambda)]$. (16.10)

(16.8) ifadəsindən və cədvəl 16.5-in verilənlərindən istifadə edərək $\varphi = 0 \div 360^\circ$ intervalında φ bucağının qiymətləri üçün porşen təcilinin qiymətlərini analitik yolla təyin edirlər və $j = f(\varphi)$ əyrisini qururlar (şəkil 16.5, a). Təcilin qrafiki əyrisini isə toxunanlar üsulu ya da birinci və ikinci tərtib harmoniklərin cəmlənməsi üsulu ilə qurmaq olar.

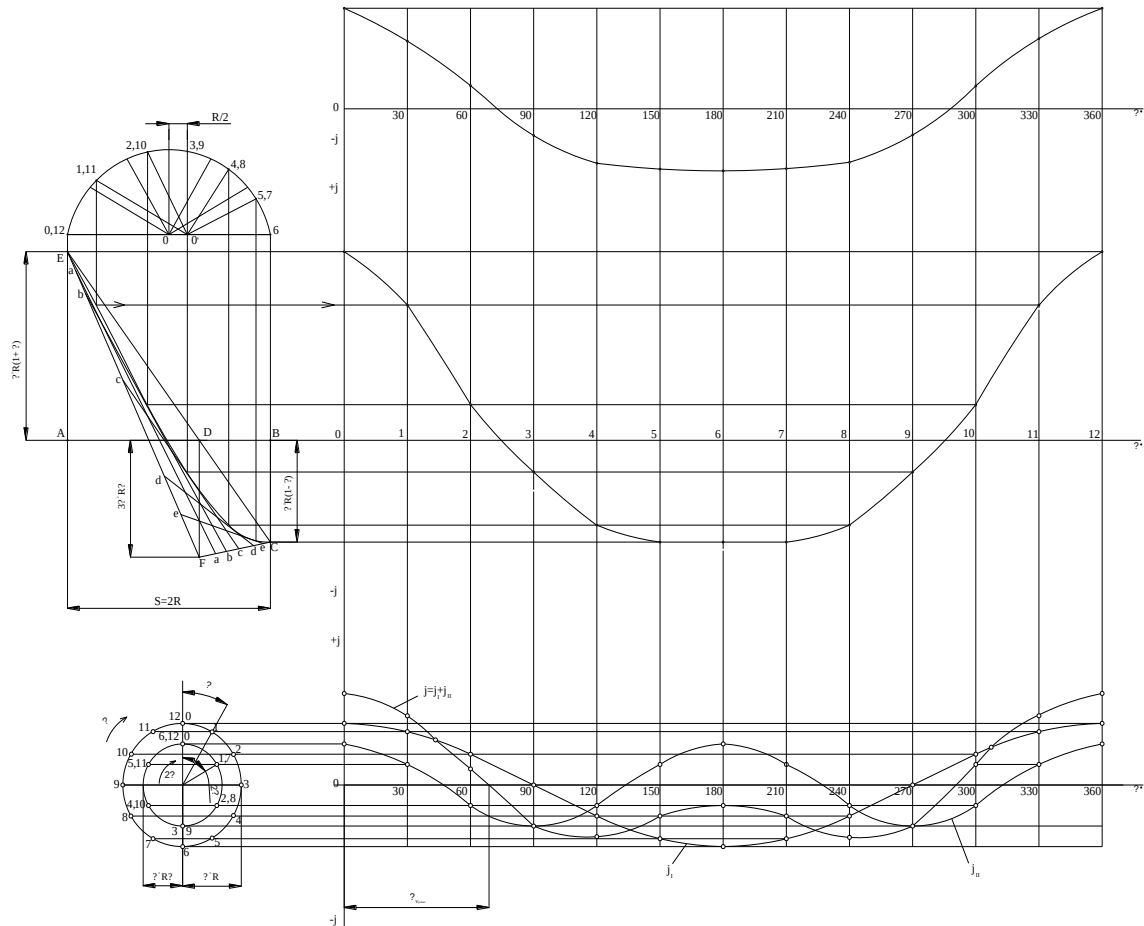
Toxunanlar üsulu ilə təcil əyrisinin qurulması zamanı (şəkil 16.5, b) əvvəlcə $j = f(s_x)$ əyrisini qururlar, sonra isə $j = f(\varphi)$ əyrisinə uyğunlaşdırırlar.

$AB = s$ kəsiyində A və B nöqtələrində müəyyən miqyasda yuxarı $j = \omega^2 R(1 + \lambda)$ və aşağı $j = -\omega^2 R(1 - \lambda)$ qədər ayırırlar. Alınan E və C nöqtələrini düz xətlə birləşdirirlər. EC və AB düz xətlərinin kəsişmə nöqtəsi D -də AB -yə perpendikulyar $3\omega^2 R\lambda$ məsafəsi ayırırlar. Alınan F nöqtəsini E və C nöqtələri ilə düz xətlə birləşdirirlər. EF və CF parçalarını törəməyə, lakin bərabər sayda hissələrə bölürlər. EF və CF parçalarındakı eyniadlı nöqtələri (a, b, c, d) aa, bb, cc, dd düz xətləri ilə birləşdirirlər. Bu düz xətlərə toxunan burulan əyri porşenin yerdəyişməsindən asılı olaraq $j = f(s_x)$ təcilin əyrisidir. $j = f(s_x)$ -nın $j = f(\varphi)$ -a qurulması F. A. Briks üsulu ilə yerinə yetirilir (şəkil 16.5, b).

$j = f(\varphi)$ əyrisinin (şəkil 16.6, c) qurulması birinci $j_I = \omega^2 R \cos \varphi$ və ikinci $j_{II} = \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi$ tərtib təcilin harmoniklərin cəmlənməsi ilə yerinə yetirilir.

Dezaksial dirsək-sürgüqolu mexanizmində porşenin təcili:

$$j_p = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi). \quad (16.10)$$



Şəkil 16.5. Porşen təcilinə ayrılmasının qurulması:

a-analitik üsulla ($\lambda = 0.24$), b-toxunanlar üsulu ilə ($\lambda = 0.30$), c-birinci və ikinci tərtib harmoniklərin cəmlənməsi üsulu ilə ($\lambda = 0.60$).

YOXLAMA SUALLAR

1. Hansı mexanizmlər mərkəzi (aksial) DŞM-ləri adlanır?
2. Hansı mexanizmlər qeyri-mərkəzi (dezaksial) DŞM-ləri adlanır?
3. Mərkəzi DŞM-li mühərriklər üçün porşenin yerdəyişməsi hansı ifadə ilə təyin edilir?
4. Briks düzəlişi nə üçündür?
5. Porşenin yerdəyişməsi hansı ifadə ilə təyin edilir, yerdəyişmənin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı hansı üsullarla və necə qurulur?
6. Porşenin sürəti hansı ifadə ilə təyin edilir, sürətin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı hansı üsullarla və necə qurulur?
7. Porşenin təcili hansı ifadə ilə təyin edilir, təcilin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı hansı üsullarla və necə qurulur?

MÜHAZİRƏ 17

Dirsək-sürgüqolu mexanizmin dinamikası

Dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvə və momentlər

17.1. Birsilindrli mühərrikin dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvələrin təsnifatı. Qazların təzyiq qüvvəsi və onun dirsəkli valın dönmə bucağına görə açılış qrafiki.

Birsilindrli mühərrikin dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvələrin təsnifatı. Mühərrikin işi zamanı dirsək-sürgüqolu mexanizminin detallarına silindrdəki qazın təzyiq qüvvələri, hərəkət edən kütlələrin irəli-geri ətalət qüvvələri, mərkəzdənqaçma qüvvələri, yağ çənbəri tərəfdən porşenə təzyiq (təqribən atmosfer təzyiqinə bərabər) və ağırlıq qüvvələri (dinamiki hesabda ağırlıq qüvvələri adətən nəzərə alınmır) təsir edir.

Mühərrikdə təsir edən bütün qüvvələr dirsəkli valda müqavimətlə, sürtünmə qüvvələri ilə və mühərrikin dayaqları ilə qəbul edilir.

Hər işçi sikl ərzində (720° dördtaktlı və 360° ikitaktlı mühərriklər üçün) dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvələr, qiymət və istiqamətcə arasıkəsilməz olaraq dəyişirlər. Ona görə də dirsəkli valın dönmə bucağı üzrə bu qüvvələrin dəyişmə xarakterini təyin etmək üçün adətən hər $10\div 30^\circ$ -dən bir valın vəziyyəti hesablanır. Dinamiki hesabın nəticələri cədvəldə qeyd edilir.

Qazların təzyiq qüvvəsi və onun dirsəkli valın dönmə bucağına görə açılış qrafiki. Porşen sahəsinə təsir edən qazların təzyiq qüvvələri, dinamiki hesabı sadələşdirmək üçün, silindr oxu üzrə istiqamətlənən və porşen barmağının oxuna qoyulan bir qüvvə ilə əvəz edirlər. Onu mühərrikdən çıxardılmış həqiqi indikator diaqramı üzrə və ya istilik hesabı əsasında qurulmuş indikator diaqramı üzrə hər bir zaman anı üçün (φ bucağı) təyin edirlər (adətən nominal güc və uyğun dirsəkli valın dövrlər sayı üçün).

İndikator diaqramının dirsəkli valın dönmə bucağı üzrə açılışı adətən prof. F.A. Briks üsulu ilə yerinə yetirirlər. Bunun üçün indikator diaqramının altında $R = \frac{S}{2}$ radiuslu köməkçi yarımçevrə qururlar (şəkil 17.1). Sonra yarımçevrənin mərkəzindən (O nöqtəsi) a.ö.n. tərəfə $\frac{R\lambda}{2}$ -ə bərabər Briks düzəlişini ayırırlar. Yarımçevrəni O mərkəzindən bir neçə hissələrə şüalarla bölürlər, Briks mərkəzindən isə (O' nöqtəsi) bu şüalara paralel xətlər keçirirlər. Yarımçevrədə alınan nöqtələr müəyyən φ bucaqlarına uyğundur (şəkil 17.1-də nöqtələr arasındakı interval 30° -dir). Bu nöqtələrdən indikator diaqramının xətləri ilə kəsişənə qədər şaquli xətlər keçirirlər və təzyiqlərin alınan qiymətlərini uyğun φ bucaqlarının şaquli xətlərində ayırırlar. İndikator diaqramının açılışını adətən sorma gedişi prosesində y.ö.n.-dən başlayırlar. Onu da nəzərə almaq lazımdır ki, qapalı indikator diaqramında təzyiq mütləq sıfırdan hesablanır, açılmış indikator diaqramında isə porşen üzərindəki izafi təzyiqi göstəririlər:

$$\Delta p_q = p_q - p_0,$$

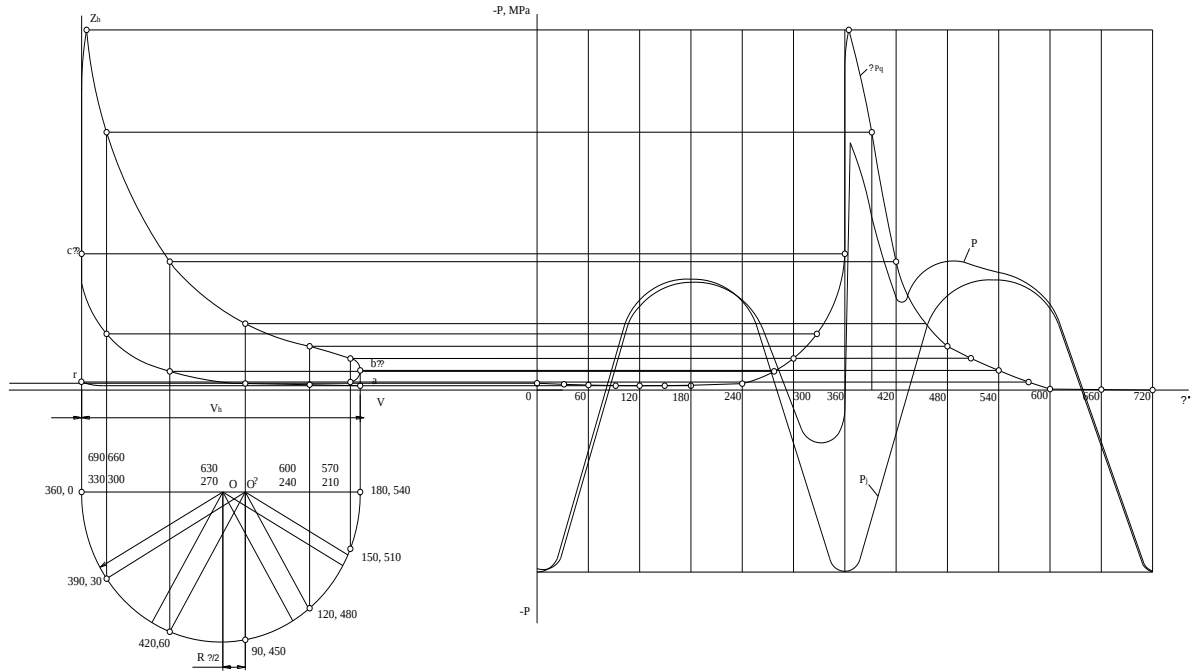
Porşenə təsir edən qazların təzyiq qüvvəsi:

$$P_q = (p_q - p_0) F_p \text{ [MN]} \quad (17.1)$$

burada: F_p – porşen təpəsinin sahəsi $[m^2]$,

p_q və p_0 – uyğun olaraq istənilən zaman anında qazların verdiyi xüsusi təzyiq və atmosfer təzyiqidir $[MPa]$.

Buna görə də, mühərrikin silindrdəki təzyiq atmosfer təzyiqindən aşağı olduğu üçün açılmış diaqramda mənfi olacaqlar. Dirsəkli valın oxuna istiqamətlənən qazların təzyiq qüvvələri müsbət qəbul edilir, dirsəkli valdan əks istiqamətdə isə mənfidirlər.



Şəkil 17.1. P - φ koordinatlarında indikator diaqramının açılışı.

(17.1) ifadəsindən görünür ki, dirsəkli valın dönmə bucağı üzrə qazların təzyiq qüvvələrinin əyrisi Δp_q qazlarının təzyiq əyrisinin dəyişmə xarakterinə malik olacaqdır.

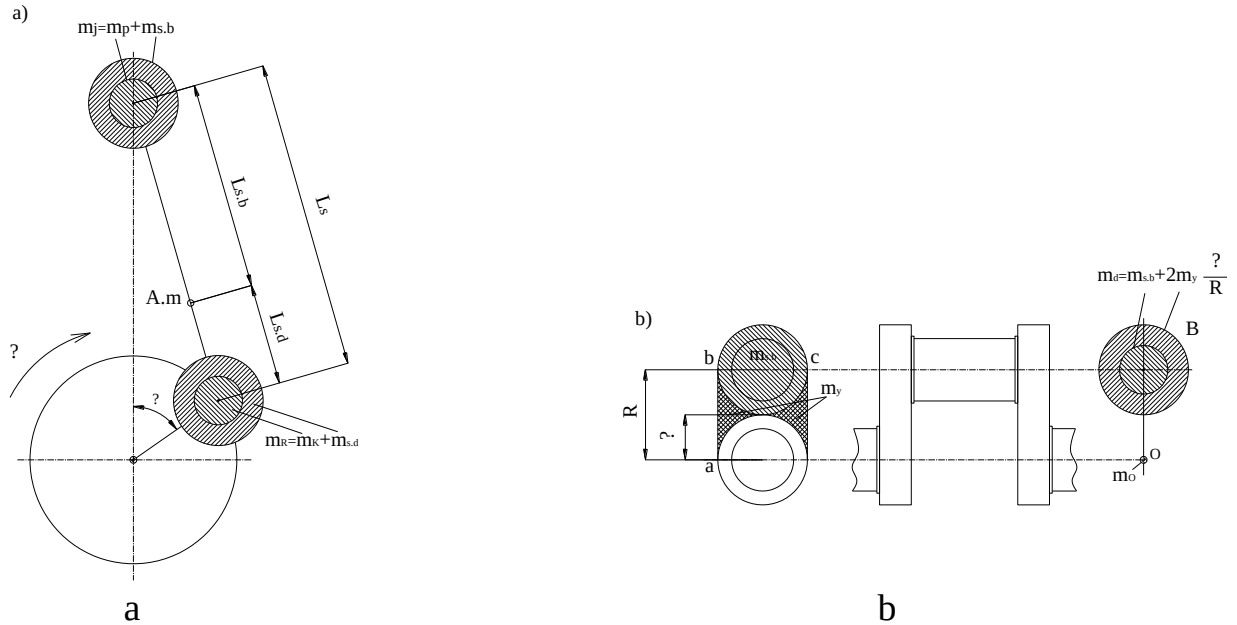
Δp_q təzyiqlərinin açılmış diaqramı üzrə P_q qaz qüvvələrinin təyini üçün miqyası yenidən saymaq lazımdır. Əgər Δp_q əyrisi $M_p \left[\frac{MPa}{mm} \right]$ miqyasında qurulubsa, onda P_q üçün bu əyrinin miqyası $M_p = M_p F_p \left[\frac{MPa}{mm} \right]$ olacaqdır.

17.2. Dirsək sürgüqolu mexanizmin hissələrinin gətirilmiş kütlələri

Dirsək sürgüqolu mexanizminin detallarını kütlələrinin hərəkət xarakterinə görə irəli-geri (porşen qrupu və sürgüqoluun yuxarı başlığı), fırlanma (dirsəkli val və sürgüqoluun aşağı başlığı) və çətin hamar-paralel hərəkət edən (sürgüqolu çubuğu) detallara ayırmaq olar.

Dinamiki hesabı sadələşdirmək üçün həqiqi dirsək-sürgüqolu mexanizmi mərkəzləşdirilmiş kütlələrin dinamiki ekvivalent sistemi ilə əvəz edilir.

Porşen qrupunun kütləsini m_p A nöqtəsində porşen barmağının oxunda cəmləşən hesab edilir (şəkil 17.2, a). Sürgüqolu qrupu kütləsi m_s iki kütlələrlə əvəz edirlər, onlardan biri A nöqtəsində porşen barmağının oxunda cəmləşən ($m_{p.b}$), digəri isə B nöqtəsində dirsəyin oxunda cəmləşən ($m_{s.d}$) kütlələr.



Şəkil 17.2. Dirsək-sürgüqolu mexanizminə dinamiki ekvivalent gətirilmiş kütlələr sistemi:

a-dirsək-sürgüqolu mexanizminin gətirilmiş sistemi, b-dirsəyin kütlələrinin gətirilməsi

Bu kütlələrin qiymətləri [kq]:

$$m_{p.b} = \frac{L_{s.d}}{L_s} m_s \quad (17.2)$$

$$m_{s.d} = \frac{L_{s.b}}{L_s} m_s$$

burada: L_s – sürgüqoluun uzunluğu, $L_{s.d}$ – dirsək başlığının mərkəz oxundan sürgüqoluun ağırlıq mərkəzinə qədər məsafə, $L_{s.b}$ – porşen barmağının mərkəz oxundan sürgüqoluun ağırlıq mərkəzinə qədər olan məsafədir.

DYM-nin mövcud konstruksiyaları üçün $m_{p.b} = (0.2 \div 0.3)m_s$, $m_{s.d} = (0.7 \div 0.8)m_s$. Hesablamalarda orta qiyməti götürmək olar:

$$m_{p.b} = 0.275m_s \quad (17.3)$$

$$m_{s.d} = 0.725m_s$$

Dirsəyin kütləsini B nöqtəsində dirsəyin oxunda cəmləşən (m_d) və O nöqtəsində ana boyunun oxunda cəmləşən (m_0) iki kütlələrlə əvəz edirlər. Fırlanma

oxuna nəzərən simmetrik yerləşən yanaqların bir hissəsi ilə ana boynunun kütləsi tarazlaşır. B nöqtəsində cəmləşən kütlə:

$$m_d = m_{s.b} + \frac{2 \cdot m_y \cdot \rho}{R} [kq], \quad (17.4)$$

burada: $m_{s.b}$ – yanaq hissələri ilə birgə sürgüqolu bynunun kütləsi, m_y – ρ radiusunda ağırlıq mərkəzi olan $abcd$ konturu üzrə yanağın mərkəzi hissəsinin kütləsidir.

$m_{s.b}$ -nün hesabında və lazım olan hallarda m_y dirsəyin ölçülərinə və dirsəkli valın materialının sıxlığına görə təyin edirlər.

Beləliklə, dirsək-sürgüqolu mexanizminə dinamik ekvivalent cəmləşdirilən kütlələr sistemi A nöqtəsində cəmləşən, irəli-geri hərəkət edən $m_j = m_p + m_{p.b}$ kütləsindən və B nöqtəsində cəmləşən, fırlanma hərəkəti edən $m_R = m_d + m_{s.d}$ kütləsindən ibarətdir. V şəkilli mühərriklərdə cüt dirsək-sürgüqolu mexanizmində $m_{R\Sigma} = m_d + 2m_{s.d}$.

Cədvəl 17.1

Dirsək-sürgüqolu mexanizminin elementləri	Konstruktiv kütlələr $\left[\frac{kq}{m^2} \right]$			
	Karbüratorlu mühərriklər	Benzini sorma borusuna püskürülən mühərriklər	Benzini birbaşa silindrə püskürülən mühərriklər	Dizellər
Porşen qrupu ($m'_p = m_p / F_p$):				
-alüminium ərintisindən olan porşen	80÷150	80÷170	100÷200	150÷300
-çuqun porşen	150÷250	150÷300	150÷300	250÷400
Sürgüqolu ($m'_s = m_s / F_p$)	100÷200	100÷250	100÷300	250÷400
Əksyüksüz valın bir dirsəyinin tarazlaşdırılmamış hissələri ($m'_d = m_d / F_p$):				
-bütöv boyunlu tablanmış polad val	150÷200	150÷250	150÷300	200÷400
-tam boyunlu tökmə çuqun val	100÷200	100÷300	100÷300	150÷300

Mühərrikin dinamik hesabını yerinə yetirən zaman m_p və m_s prototiplərin verilənlərinə görə və ya sxemə əsasən hesablanır.

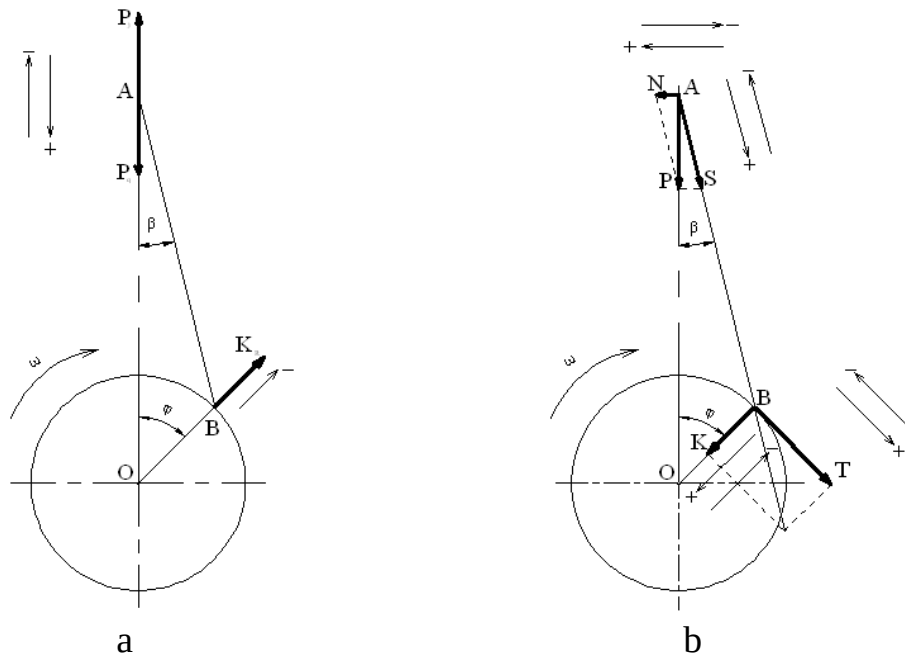
$$m_p, m_s \text{ və } m_d \text{ qiymətlərinin təqribi təyini üçün } m' = \frac{m}{F_p} \text{-ni } \frac{kq}{m^2} \text{ və ya } \frac{q}{sm^2} \text{-}$$

lə cədvəl 17-dəki verilənlərindən istifadə etmək olar.

Cədvəl 17-də kütlələrin təyini zamanı m' -in böyük qiymətləri böyük diametrli silindri olan mühərriklərə uyğundur. S/D -nin azaldılması m'_s və m'_d -ni azaldır, V şəkilli, boyunda iki sürgüqolulu mühərriklərə m'_d -nin böyük qiymətləri uyğundur.

17.3. Dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən ətalət qüvvələri

İrəliləmə və fırlanma hərəkəti edən hissələrin yaratdığı ətalət qüvvələri. Dirsək-sürgüqolu mexanizmində gətirilmiş hissələrin hərəkət xüsusiyyətinə uyğun təsir edən ətalət qüvvələri irəli-geri hərəkət edən kütlələrin P_j irəliləmə ətalət qüvvələrinə və fırlanan kütlələrin K_R mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinə bölünürlər (şəkil 17.3, a).



Şəkil 17.3. Dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən qüvvələrin sxemi: a-ətalət və qazların təzyiq qüvvələri, b-cəm qüvvələr.

İrəli-geri hərəkət edən hissələrdən yaranan ətalət qüvvələri:

$$P_j = -m_j j = -m_j \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \text{ [N]}. \quad (17.5)$$

Porşenin təcilinə analogi olaraq P_j qüvvəsi birinci P_{ji} və ikinci P_{jii} tərtib ətalət qüvvələrinin cəmi kimi təqdim edilə bilər:

$$P_j = P_{ji} + P_{jii} = -(m_j R \omega^2 \cos \varphi + m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi). \quad (17.6)$$

(17.5) və (17.6) ifadələrində mənfi işarəsi ətalət qüvvəsinin təcilə əks istiqamətdə yönəldiyini göstərir. İrəli-geri hərəkət edən kütlələrin ətalət qüvvələri silindrin oxu üzrə təsir edir və qazların təzyiq qüvvələri kimi, əgər dirsəkli valın oxuna istiqamətləniblərsə müsbət, dirsəkli valdan əks istiqamətdədirlərsə onda mənfidirlər.

İrəli-geri hərəkət edən kütlələrin ətalət qüvvələri əyrisini porşenin təcili əyrisinə analogi olaraq qururlar (şəkil 16.5).

P_j -nin hesabı dirsəyin verilmiş vəziyyətlərində (φ bucaqları) tapılmış Δp_q və P_q qüvvələri üçün aparılmalıdır.

Fırlanan kütlələrin mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri:

$$K_R = -m_j \omega^2 R. \quad (17.7)$$

Bu qüvvələr ölçüsünə görə sabitdirlər ($\omega = \text{const}$), dirsəyin radiusu üzrə təsir edir və dirsəkli valın oxundan yönəlib.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsi K_R aşağıdakı iki qüvvənin cəmidir:

-sürgüqolunun fırlanan kütlələrinin ətalət qüvvələri

$$K_{Rs} = -m_s \omega^2 R, \quad (17.8)$$

-dirsəyin fırlanan kütlələrinin ətalət qüvvələri

$$K_{Rd} = -m_d \omega^2 R. \quad (17.9)$$

V şəkilli mühərriklər üçün:

$$K_{R\Sigma} = K_{Rd} + K_{Rs, \text{sol}} + K_{Rs, \text{sağ}} = -(m_d + m_{s, \text{sol}} + m_{s, \text{sağ}}) R \omega^2, \quad (17.10)$$

burada $K_{Rs, \text{sol}}$ və $K_{Rs, \text{sağ}}$ – uyğun olaraq, sol və sağ sürgüqolunun fırlanan kütlələrinin ətalət qüvvələridir.

İki eyni sürgüqolunun bir boyunda yan-yanı yerləşdirilən V şəkilli mühərriklər üçün:

$$K_{R\Sigma} = K_{Rd} + 2K_{Rs} = -(m_d + 2m_s) R \omega^2 = -m_{R\Sigma} R \omega^2. \quad (17.11)$$

17.4. Cəm qüvvə. Onların dirsəkli valın dönmə bucağından asılılığı

Dirsək-sürgüqolu mexanizmində təsir edən cəm qüvvələri qazların təzyiq qüvvəsi ilə irəli-geri hərəkət edən kütlələrin qüvvələrinin cəbri cəmi kimi təyin edirlər:

$$P = P_q + P_j \text{ [kN]}. \quad (17.12)$$

Mühərrikin dinamiki hesabını aparan zaman tam yox, porşen sahəsinin vahidinə aid edilən xüsusi qüvvələrdən istifadə etmək məqsəduyğundur. Bu halda xüsusi cəm qüvvələri $p \text{ [MPa]}$ porşen üzərindəki qazların təzyiqi ilə $\Delta p_q \text{ [MPa]}$ irəliləmə hərəkəti edən kütlələrdən yaranan ətalət qüvvələr təzyiqinin p_j

$\left[\frac{MN}{m^2} = MPa \right]$ cəmlənməsi yolu ilə təyin edirlər:

$$p = \Delta p_q + p_j, \quad (17.13)$$

burada

$$p_j = \frac{P_j}{F_p} = - \left(\frac{m_j R \omega^2}{F_p} \right) (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (17.14)$$

Xüsusi cəm qüvvələrinin p qrafiki əyrisini $\Delta p_q = f(\varphi)$ və $p_j = f(\varphi)$ diaqramlarının köməyi ilə qururlar (şəkil 17.1). M_p miqyasında qurulan bu diaqramların cəmlənməsi zamanı alınan p diaqramı həmin miqyasda olacaq.

P cəm qüvvəsi P_q və P_j qüvvələri kimi silindrin oxu üzrə istiqamətlənib və porşen barmağının oxuna təsir edir (şəkil 17.3, b). P qüvvəsindən təsir, onun oxuna perpendikulyar silindrin divarına və onun oxu istiqamətində sürgüqolua ötürülür.

17.5. Normal və sürgüqolu boyunca təsir edən qüvvələr. Radial və tangensial qüvvələr. Tangensial qüvvənin orta qiymətinin təyin edilməsi.

Silindrin oxuna perpendikulyar təsir edən N qüvvəsi *normal qüvvə* adlanır və silindrin divarları ilə qəbul edilir (şəkil 17.4):

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad [\text{kN}] \quad (17.15)$$

Normal qüvvə N , əgər dirsəkli valın oxuna nəzərən onun yaratdığı moment mühərrikin dirsəkli valının fırlanması istiqamətinə əksdirsə müsbət hesab edilir (şəkil 17.3).

Sürgüqolu boyu təsir edən S qüvvəsi ona təsir edir və sonra dirsəyə ötürülür. O, əgər sürgüqoluu sıxırsa müsbət və əgər onu dartırsa mənfi hesab edilir:

$$S = P \cdot \frac{1}{\cos \beta} \quad [\text{kN}] \quad (17.16)$$

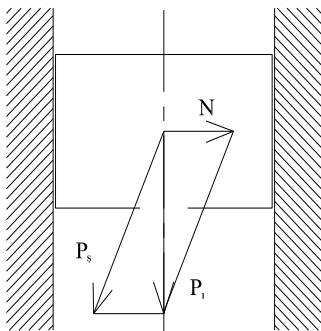
Sürgüqolu boynuna təsir edən S qüvvəsindən iki qüvvə yaranır (şəkil 17.3):

-dirsəyin radiusu üzrə istiqamətlənən *radial qüvvə*:

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{kN}], \quad (17.17)$$

-dirsəyin radius çevrəsinə toxunan üzrə istiqamətlənən *tangensial qüvvə* (kN):

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{kN}]. \quad (17.18)$$



Şəkil 17.4.

K qüvvəsi, əgər o yanaqları sıxırsa müsbət hesab edilir. T qüvvəsi, əgər onun yaratdığı moment dirsəkli valın fırlanma istiqaməti ilə üst-üstə düşürsə müsbət qəbul edilir. Müxtəlif λ və φ üçün (17.15)÷(17.18) ifadələrinə daxil olan triqonometrik funksiyaların ədədi qiymətləri cədvəl 17.2÷17.5-də göstərilmişdir. Bu ifadələrin həlli nəticəsində alınan verilənlər əsasında N , S , K və T tam qüvvələrin (şəkil 17.5) və ya p_N , p_S , p_K və p_T xüsusi qüvvələrin (şəkil 17.6) ayrılması qurulur.

T_{or} -nı T əyrisi altındakı sahə qrafiki təyin edirlər:

$$T_{or} = \frac{(\sum F_1 - \sum F_2) \cdot M_p}{OB} \cdot 10^6 \quad [\text{N}]. \quad (17.19)$$

burada: $\sum F_1$ və $\sum F_2$ – uyğun olaraq T əyrisi altındakı müsbət və mənfi sahələr $[\text{mm}^2]$,

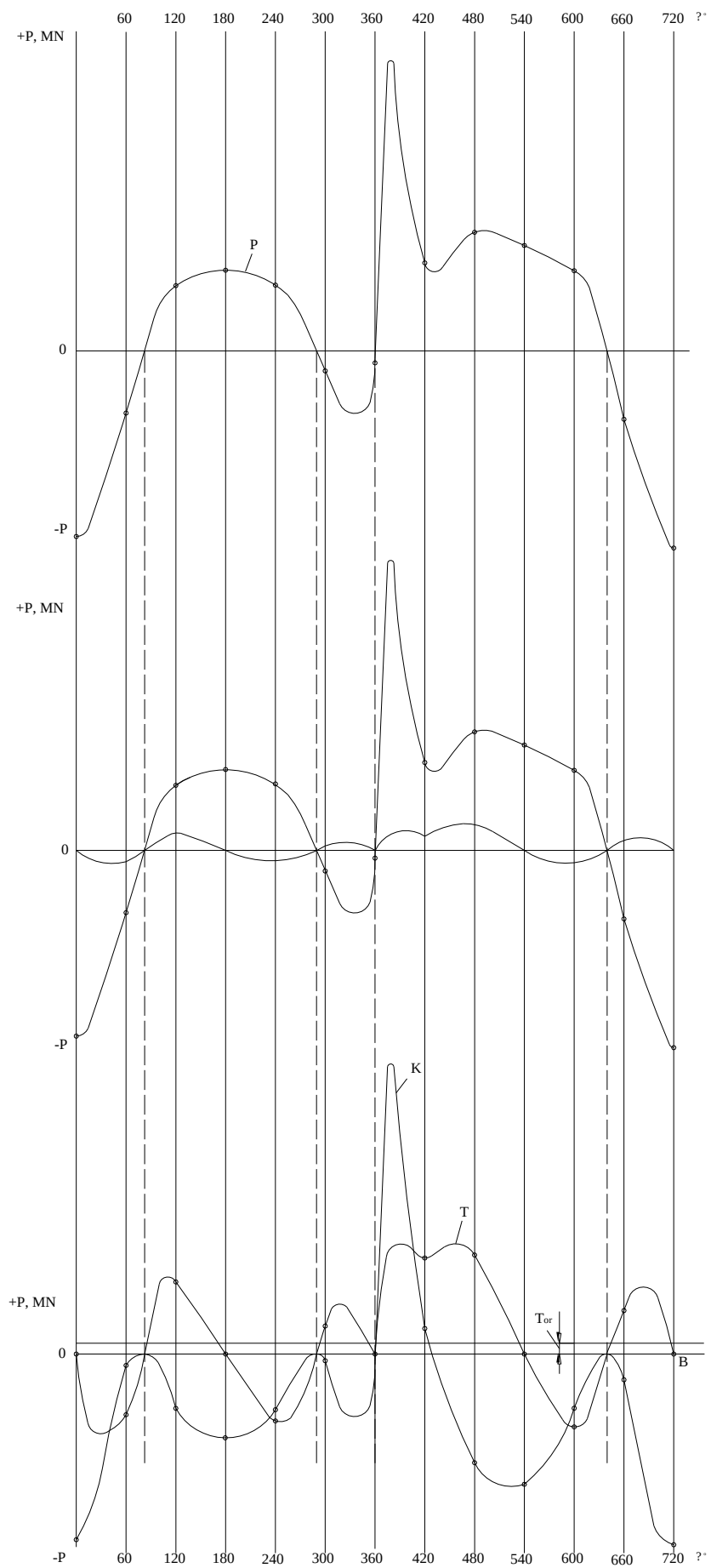
M_p – tam qüvvələrin miqyası $\left[\frac{\text{MN}}{\text{mm}} \right]$,

OB – diqram əsasının uzunluğu $[mm]$.

T qüvvəsinin hesabının və əyrisinin qurulma dəqiqliyi aşağıdakı ifadə ilə yoxlayırlar:

$$T_{or} = \frac{2 \cdot p_i \cdot F_p}{\pi \cdot \tau} [MN], \quad (17.20)$$

burada: T_{or} – sikl ərzində tangensial qüvvənin orta qiyməti, p_i – orta indikator təzyiqi $[MPa]$, F_p – porşenin sahəsi $[m^2]$, τ – mühərrikin taktlılığıdır.



Şəkil 17.5. P , N , S , K və T qüvvələrinin dirsəyin dönmə bucağı üzrə qurulması.

Cədvəl 17.2

φ°	İşarə	λ üçün $\operatorname{tg}\beta$ -nin qiymətləri								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0.042	0.043	0.045	0.047	0.049	0.050	0.052	0.054	-	350
20	+	0.082	0.086	0.089	0.093	0.096	0.100	0.103	0.106	-	340
30	+	0.121	0.126	0.131	0.136	0.141	0.146	0.151	0.156	-	330
40	+	0.156	0.162	0.169	0.176	0.182	0.189	0.196	0.202	-	320
50	+	0.186	0.194	0.202	0.210	0.218	0.226	0.234	0.243	-	310
60	+	0.211	0.220	0.230	0.239	0.248	0.257	0.267	0.276	-	300
70	+	0.230	0.240	0.250	0.260	0.270	0.280	0.291	0.301	-	290
80	+	0.241	0.252	0.263	0.273	0.284	0.295	0.306	0.316	-	280
90	+	0.245	0.256	0.267	0.278	0.289	0.300	0.311	0.322	-	270
100	+	0.241	0.252	0.263	0.273	0.284	0.295	0.306	0.316	-	260
110	+	0.230	0.240	0.250	0.260	0.270	0.280	0.291	0.301	-	250
120	+	0.211	0.220	0.230	0.239	0.248	0.257	0.267	0.276	-	240
130	+	0.186	0.194	0.202	0.210	0.218	0.226	0.234	0.243	-	230
140	+	0.156	0.162	0.169	0.176	0.182	0.189	0.196	0.202	-	220
150	+	0.121	0.126	0.131	0.136	0.141	0.146	0.151	0.156	-	210
160	+	0.082	0.086	0.089	0.093	0.096	0.100	0.103	0.106	-	200
170	+	0.042	0.043	0.045	0.047	0.049	0.050	0.052	0.054	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

Cədvəl 17.3

φ°	İşarə	λ üçün $1/\cos\beta$ -nin qiymətləri								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	+	350
20	+	1.003	1.004	1.004	1.004	1.005	1.005	1.005	1.006	+	340
30	+	1.007	1.008	1.009	1.009	1.010	1.011	1.011	1.012	+	330
40	+	1.012	1.013	1.014	1.015	1.016	1.018	1.019	1.020	+	320
50	+	1.017	1.019	1.020	1.022	1.024	1.025	1.027	1.029	+	310
60	+	1.022	1.024	1.026	1.028	1.030	1.032	1.035	1.037	+	300
70	+	1.026	1.028	1.031	1.033	1.036	1.039	1.041	1.044	+	290
80	+	1.029	1.031	1.034	1.037	1.040	1.043	1.046	1.049	+	280
90	+	1.030	1.032	1.035	1.038	1.041	1.044	1.047	1.050	+	270
100	+	1.029	1.031	1.034	1.037	1.040	1.043	1.046	1.049	+	260
110	+	1.026	1.028	1.031	1.033	1.036	1.039	1.041	1.044	+	250
120	+	1.022	1.024	1.026	1.028	1.030	1.032	1.035	1.037	+	240
130	+	1.017	1.019	1.020	1.022	1.024	1.025	1.027	1.029	+	230
140	+	1.012	1.013	1.014	1.015	1.016	1.018	1.019	1.020	+	220
150	+	1.007	1.008	1.009	1.009	1.010	1.011	1.011	1.012	+	210
160	+	1.003	1.004	1.004	1.004	1.005	1.005	1.005	1.006	+	200
170	+	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	+	190
180	+	1	1	1	0	1	1	1	1	+	180

Cədvəl 17.4

φ°	İşarə	λ üçün $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$ -nin qiymətləri								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	0.978	0.977	0.977	0.977	0.976	0.976	0.975	0.975	+	350
20	+	0.912	0.910	0.909	0.908	0.907	0.906	0.905	0.903	+	340
30	+	0.806	0.803	0.801	0.798	0.795	0.793	0.790	0.788	+	330
40	+	0.606	0.662	0.657	0.653	0.649	0.645	0.640	0.636	+	320
50	+	0.500	0.494	0.488	0.482	0.476	0.469	0.463	0.457	+	310
60	+	0.317	0.309	0.301	0.293	0.285	0.277	0.269	0.261	+	300
70	+	0.126	0.117	0.107	0.098	0.088	0.078	0.069	0.059	+	290
80	-	0.064	0.075	0.085	0.095	0.106	0.117	0.127	0.138	-	280
90	-	0.245	0.256	0.267	0.278	0.289	0.300	0.311	0.322	-	270
100	-	0.411	0.422	0.432	0.443	0.453	0.464	0.475	0.485	-	260
110	-	0.558	0.568	0.577	0.586	0.596	0.606	0.615	0.625	-	250
120	-	0.683	0.691	0.699	0.707	0.715	0.723	0.731	0.739	-	240
130	-	0.785	0.792	0.798	0.804	0.810	0.816	0.822	0.829	-	230
140	-	0.866	0.870	0.875	0.879	0.883	0.887	0.892	0.896	-	220
150	-	0.926	0.929	0.931	0.934	0.937	0.939	0.942	0.944	-	210
160	-	0.968	0.969	0.970	0.971	0.973	0.974	0.975	0.976	-	200
170	-	0.992	0.992	0.993	0.993	0.993	0.994	0.994	0.994	-	190
180	-	1	1	1	1	1	1	1	1	-	180

Cədvəl 17.5

φ°	İşarə	λ üçün $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$ -nin qiymətləri								İşarə	φ°
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0.215	0.216	0.218	0.220	0.221	0.223	0.225	0.227	-	350
20	+	0.419	0.423	0.426	0.429	0.432	0.436	0.439	0.442	-	340
30	+	0.605	0.609	0.613	0.618	0.622	0.627	0.631	0.636	-	330
40	+	0.762	0.767	0.772	0.777	0.782	0.788	0.793	0.798	-	320
50	+	0.886	0.891	0.896	0.901	0.906	0.912	0.917	0.922	-	310
60	+	0.972	0.976	0.981	0.985	0.990	0.995	0.999	1.004	-	300
70	+	1.018	1.022	1.025	1.029	1.032	1.035	1.039	1.043	-	290
80	+	1.027	1.029	1.030	1.032	1.034	1.036	1.038	1.040	-	280
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	-	270
100	+	0.943	0.941	0.939	0.937	0.936	0.934	0.932	0.930	-	260
110	+	0.861	0.858	0.854	0.851	0.847	0.844	0.840	0.837	-	250
120	+	0.760	0.756	0.751	0.747	0.742	0.737	0.733	0.728	-	240
130	+	0.646	0.641	0.636	0.631	0.626	0.620	0.615	0.610	-	230
140	+	0.524	0.519	0.513	0.508	0.503	0.498	0.493	0.488	-	220
150	+	0.395	0.391	0.387	0.382	0.378	0.373	0.369	0.364	-	210
160	+	0.265	0.261	0.258	0.255	0.252	0.248	0.245	0.242	-	200
170	+	0.133	0.131	0.129	0.127	0.126	0.124	0.122	0.121	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

17.6. Mühərrikin bir silindri üçün burucu (fırladıcı) və aşırıcı momentlər. Cəm burucu moment və onun orta qiyməti.

T -nin qiymətinə görə bir silindrin burucu momentini təyin edirlər:

$$M_{b.s} = T \cdot R \text{ [MN}\cdot\text{m]}. \quad (17.21)$$

T qüvvəsinin φ -dən asılı olaraq dəyişmə əyrisi həmçinin

$$M_M = M_P \cdot R \left[\frac{MN \cdot m}{mm} \right] \text{ miqyasında } M_{b.s}\text{-nin dəyişmə əyrisi olacaqdır.}$$

Burucu (fırladıcı) momentin təsirindən dirsəkli val saat əqrəbi istiqamətində fırlanarsa müsbət qəbul olunur.

Porşen barmağında silindrin oxuna perpendikulyar istiqamətdə təsir edən normal qüvvə (N) H çiyini ilə moment yaradır ki, bu da mühərriki dirsəkli valın fırlanmasının əksi istiqamətində aşırmağa çalışır. Ona görə də bu moment *reaktiv moment* adlanır və aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$M_{reaktiv} = -H \cdot N \text{ [Nm]}, \quad (17.22)$$

burada H – normal qüvvənin təsir nöqtəsindən dirsəkli valın oxuna qədər olan məsafədir [m].

Reaktiv moment qiymətcə burucu momentə bərabər olub istiqamətcə onun əksinə yönəlmişdir:

$$M_{reaktiv} = -M_{b.sil}. \quad (17.23)$$

17.7. Çoxsilindrli mühərriklərdə cəm burucu (fırladıcı) momentin və onun orta qiymətinin grafiki və analitik üsullarla təyin edilməsi

Çoxsilindrli mühərrikin M_b cəm burucu moment əyrisinin qurulması zamanı alışımlar arasında dirsəyin dönmə bucağı qədər bir əyrinin digərinə nisbətən yerini dəyişərək hər silindrin burucu momentlərinin grafiki cəmlənməsi yerinə yetirilir. Belə ki, mühərrikin bütün silindrlərinin dirsəkli valının dönmə bucağı üzrə burucu momentlərinin dəyişmə qiymətləri və xarakteri eynidir və ayrı-ayrı silindrlərdəki alışımlar arasındakı bucaq intervalları ilə fərqlənir, onda mühərrikin cəm burucu momentinin hesablanması üçün bir silindrin burucu moment əyrisini almaq kifayətdir.

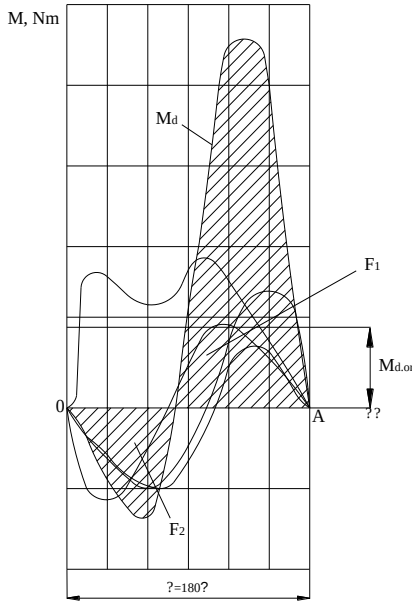
Alışımlar arasındakı bərabər intervallı mühərriklər üçün cəm burucu moment periodik olaraq aşağıdakı qaydada dəyişir (i – mühərrikin silindrlərinin sayı):

$$\text{- dördtaktlı mühərriklər üçün } \theta = \frac{720^\circ}{i},$$

$$\text{- ikitaktlı mühərriklər üçün } \theta = \frac{360^\circ}{i}.$$

M_b əyrisinin qrafiki qurulması zamanı (şəkil 17.7) bir silindrin $M_{b.s}$ əyrisi $\frac{720^\circ}{i}$ -ə bərabər sahələrə bölürlər (dördtaktlı mühərriklər üçün), əyrinin bütün sahələri bir yerə gətirilir və cəmlənir.

Cəm əyri dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq mühərrikin cəm burucu momentinin dəyişməsinə göstərəcəkdir.



Şəkil 17.7.

$M_{b.or}$ cəm burucu momentin orta qiyməti M_b və OA xətti arasında olan sahə ilə təyin edilir:

$$M_{b.or} = \frac{(F_1 - F_2) \cdot M_M}{OA} [MN \cdot m], \quad (17.24)$$

burada F_1 və F_2 – uyğun olaraq M_b əyrisi və OA xətti arasındakı cəm burucu momentlə ($i \geq 6$ olan zaman mənfi sahə bir qayda olaraq olmur) yerinə yetirilən işə ekvivalent müsbət və mənfi sahələrdir $[mm^2]$, M_M – momentlərin miqyası

$\left[\frac{MN \cdot m}{mm} \right]$, OA – diaqramda alışmalar arasındakı intervalın uzunluğudur $[mm]$ (şəkil 17.7).

$M_{b.or}$ momenti mühərrikin orta indikator momentidir. Mühərrikin valından çıxarılan həqiqi effektiv burucu moment:

$$M_e = M_{b.or} \cdot \eta_M, \quad (17.25)$$

burada η_M – mühərrikin mexaniki f.i.ə.

Effektiv burucu momentin qrafiki üsulla və istilik hesabına görə alınmış qiymətləri arasındakı xəta aşağıdakı kimi hesablanır. Xəta 5 %-dən kiçik olmalıdır:

$$\Delta = \frac{M_e - M'_e}{M_e} \cdot 100\%.$$

Cəm burucu momentin analitik üsulla təyin edilməsini 4-taktlı altısilindrlı V-şəkilli mühərrikin misalında nəzərdən keçirək. Mühərrikin iş qaydası 1 sol-1 sağ-2 sol – 2 sağ – 3 sol – 3 sağ, dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 120° -dir, silindrlərdəki alışmalar arasındakı bucaq intervalı isə 90° və 150° -dir. Bu mühərrikdə cəm burucu momenti təyin etmək üçün cədvəl 17.6-dan istifadə edək.

Qeyd etmək lazımdır ki, bu mühərrikdə cəm burucu moment $0-240^\circ$ -dən bir təkrar olunur. Ona görə də hesablamalar yalnız bu intervalda və dirsəkli valın dönməsinin hər 10° -dən bir qiymətində yerinə yetirilir. Bunun üçün cədvəlin hər bir silindrə uyğun sütununda müvafiq dönmə bucaqları üçün təyin edilmiş burucu momentlərin qiymətləri yazılır və $0-240^\circ$ intervalında hər 10° -dən bir cəm burucu

momentin qiymətləri hesablanaraq sonuncu sütunda qeyd edilir. Daha sonra isə alınmış nəticələrə əsasən cəm burucu momentin diaqramı qurulur. Qrafiki üsulda olduğu kimi, bu diaqrama əsasən cəm burucu momentin orta qiyməti təyin edilir və yoxlanılır.

Cədvəl 17.6

φ°	SİLİNDRLƏR												M_b [Nm]
	1 sol		1 sağ		2 sol		2 sağ		3 sol		3 sağ		
	φ°	$M_{b.sil.}$	φ°	$M_{b.sil.}$	φ°	$M_{b.sil.}$	φ°	$M_{b.sil.}$	φ°	$M_{b.sil.}$	φ°	$M_{b.sil.}$	
0	0		90		240		330		480		570		
10	10		100		250		340		490		580		
20	20		110		260		350		500		590		
30	30		120		270		360		510		600		
40	40		130		280		370		520		610		
50	50		140		290		380		530		620		
60	60		150		300		390		540		630		
70	70		160		310		400		550		640		
80	80		170		320		410		560		650		
90	90		180		330		420		570		660		
100	100		190		340		430		580		670		
110	110		200		350		440		590		680		
120	120		210		360		450		600		690		
130	130		220		370		460		610		700		
140	140		230		380		470		620		710		
150	150		240		390		480		630		720		
160	160		250		400		490		640		10		
170	170		260		410		500		650		20		
180	180		270		420		510		660		30		
190	190		280		430		520		670		40		
200	200		290		440		530		680		50		
210	210		300		450		540		690		60		
220	220		310		460		550		700		70		
230	230		320		470		560		710		80		
240	240		330		480		570		720		90		

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin dinamik hesabında məqsəd nədir?
2. Mühərrikin işi zamanı dirsək-sürgüqolu mexanizminin hissələrinə hansı qüvvələr təsir edir?
3. İndikator diaqramı hansı üsulla açılır və necə yerinə yetirilir?
4. Briks düzəlişi hansı ifadə ilə təyin edilir?
5. Porşənə təsir edən qazların təzyiq qüvvəsi hansı istiqamətdə təsir edir və hansı ifadə ilə təyin edilir?
6. Qazların təzyiq qüvvəsi Briks üsulu ilə necə təyin edilir?
7. Dirsək-sürgüqolu mexanizminin hissələrinin kütlələri hərəkət xarakterinə görə neçə qrupa bölünür?
8. Dinamik ekvivalent kütlələr sistemində dirsək-sürgüqolu mexanizminin kütlələri hansı kütlələrlə əvəz edilir?
9. Sürgüqoluun kütləsi hansı kütlələrin cəmi ilə əvəz olunur və bu kütlələr necə təyin edilir?
10. İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələri necə təyin edilir?
11. Fırlanan hissələrin kütlələri necə təyin edilir?
12. Konstruktiv və ya gətirilmiş kütlələr necə təyin edilir?
13. Dirsək-sürgüqolu mexanizmində hansı ətalət qüvvələri təsir edir?
14. İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvəsi hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
15. I və II tərtib ətalət qüvvələri hansı ifadələrlə təyin edirlər?
16. Fırlanan hissələrin kütlələrindən yaranan mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsi hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
17. Dirsək-sürgüqolu mexanizminə təsir edən cəm qüvvə necə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
18. Normal qüvvə (N) nədir, hansı düsturla təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
19. Sürgüqolu boyunca təsir edən qüvvə (S) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
20. Radial qüvvə (K) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
21. Tangensial (toxunan) qüvvə (T) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
22. Tangensial qüvvənin orta qiyməti qrafiki üsulla necə təyin edilir?
23. Bir silindrin burucu momenti necə təyin edilir?
24. Aşırıcı moment nəyə deyilir və necə təyin edilir?
25. Silindrdəki alışmalar arasındakı interval eyni olduqda cəm burucu momentin dəyişmə periodu necə təyin edilir?
26. Cəm burucu momentin orta qiyməti necə təyin edilir?
27. Cəm burucu moment qrafiki üsul ilə necə təyin edilir?
28. Cəm burucu moment analitik üsul ilə necə təyin edilir?
29. Effektiv burucu momentin qrafiki üsulla və istilik hesabına görə alınmış qiymətləri necə müqayisə olunur?

ƏDƏBİYYAT

1. A.Ş.İsmayılov, M.Ə.Talıbov. Nəqliyyat mühərrikləri, avtomobillər və traktorlar (1-ci hissə – Nəqliyyat mühərrikləri). -Bakı, “Təhsil” NPM, 2006, -216 s.
2. Q.M.Qocayev, M.N.Fərzəliyev, M.K.Cəfərli. Daxili yanma mühərriklərinin istilik hesabı. Metodik vəsait. -Bakı, AzTU, 2018. -169 s.
3. Fərzəliyev M.N., Kərimov Z. X., Məcidov R. Ə., İsmayılov A. Ş. Avtotraktor mühərriklərinin istilik hesabı. Metodik vəsait. -Bakı, AzTU, 1999, -103 s.
4. Hüseynova Z., Kərimov N., Mehdiyev R., Əfəndiyev V. Avtomobil və traktor mühərrikləri. 1-ci hissə. Ali texniki məktəblər üçün dərslik. Bakı, “Maarif”, 1971. - 435 s.
5. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/А.И.Колчин, В.П.Демидов. -4-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2008, -496 с.: ил.