

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI TƏHSİL NAZİRLİYİ

AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ

“AVTOMOBİL TEXNİKASI” KAFEDRASI

**DAXİLİ YANMA MÜHƏRRİKLƏRİNİN DİNAMİKASI VƏ
KONSTRUKSIYA EDİLMƏSİNİN ƏSASLARI**

MÜHAZİRƏ KONSPEKTİ

BAKALAVR TƏHSİL PİLLƏSİ

Ass. Qocayev Q.M.

BAKİ-2017

Rəy verənlər:

Q.M.Qocayev. Daxili yanma mühərriklərinin dinamikası və konstruksiya edilməsinin əsasları. Mühazirə konspekti. Bakı, 2017, -95 səh.

Mühazirə konspekti İxtisas 050610 – “Enerji maşınqayırması mühəndisliyi” istiqaməti üzrə bakalavr təhsili alan tələbələr üçün tərtib edilmişdir.

Mühazirə konspektində “Daxili yanma mühərriklərinin dinamikası və konstruksiya edilməsi” fənninin proqramına uyğun olaraq daxili yanma mühərriklərində təsir edən qüvvə və momentlər şərh edilir, mühərrikin dirsək-şatun mexanizminin kinematikasını və dinamikası, təsir edən qüvvə və momentlərin hesablanması, müxtəlif DYM konstruksiyalarının tarazlaşdırılması, qazpaylama mexanizminin hesabı, yanacaq, soyutma və yağlama sistemlərinin əsas konstruktiv elementlərinin və üfürmə sistemlərinin hesablanması haqqında məlumat verilir. Mühazirə konspekti tədris planlarında DYM 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.

MÜNDƏRİCAT

1. DŞM-nin kinematikasısı.....	
1.1. Dirsək-şatun mexanizminin (DŞM) növləri.....	
1.2. Porşenin yerdəyişməsi (yolu).....	
2.1. Porşenin sürəti.....	
2.2. Porşenin təcili.....	
3.1. Dirsək-şatun mexanizmin dinamikası. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən qüvvə və momentlərin təsnifatı.....	
3.2. Qazların təzyiq qüvvəsi. İndikator diaqramının açılması.....	
4.1. Dirsək-şatun mexanizminin hissələrinin gətirilmiş kütlələri.....	
5.1. Ətalət qüvvələri.....	
6.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən cəm qüvvə, normal və şatun boyunca təsir edən qüvvələr.....	
7. DŞM-də təsir edən radial və tangensial qüvvələr. Tangensial qüvvənin orta qiymətinin təyin edilməsi.....	
8.1. Birsilindrlı mühərrikdə təsir edən burucu (fırladıcı) və reaktiv momentlər.....	
8.2. Çoxsilindrlı mühərriklərdə cəm burucu (fırladıcı) momentin və onun orta qiymətinin qrafiki və analitik üsullarla təyin edilməsi.....	
9.1 Mühərrikin cəm burucu momentinin və dirsəkli valın fırlanmasını qeyri-müntəzəmlik dərəcələri.....	
9.2 Mühərrikin və nazımçarxın ətalət momentlərinin təyin edilməsi.....	
10.1 Nazımçarxın hesabı.....	
10.2 Dirsəkli valın şatun boynuna təsir edən qüvvələrin polyar diaqramının qurulması.....	
11.1 Dirsəkli valın şatun boynunda yaranan xüsusi təzyiqin təyini.....	
11.2 Dirsəkli valın şatun boynu üçün şərti yeyilmə diaqramının qurulması və yağ deşiyinin yerinin tapılması.....	
12.1 Mühərriklərin tarazlaşdırılması. Tarazlaşmayan qüvvə və momentlər. Tarazlaşdırma şərtləri.....	
13.1 Birsilindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılması.....	
14.1 İkisilindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılması.....	
15.1 Dörsilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması.....	
15.2 Altısilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması.....	
15.3 Səkkizsilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması.....	
16.1 Dördtaktlı, V-şəkilli, altısilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması.....	
16.2 Dördtaktlı, V-şəkilli, səkkizsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması.....	
16.3 İkitaktlı, sırayı, dörsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması.....	
17.1 Qazpaylama mexanizminin kinematikasısı və dinamikası, onların konstruktiv təsnifatı.....	
17.2 Klapan mexanizminin kütlələrinin gətirilməsi.....	
18.1 Yumruqların profiləşdirilməsi.....	
18.2 Dördtaktlı mühərriklərin qazpaylama faza diaqramı.....	
18.3. Qazpaylama mexanizminin layihələndirilməsi üçün ümumi müddəalar.....	

18.4 Müstəvi itələyicili qabarıq yumruqcuqlu qazpaylama mexanizmində itələyicinin kinematik parametrlərinin təyini.....	
19.1 Tangensial yumruqcuqlu qazpaylama mexanizmində itələyicinin kinematik parametrlərinin təyini.....	
20.1 Klapanın zaman-keçid sahəsinin və onun orta en kəsik sahəsinin təyin edilməsi..	
20.2. Klapa yaylarının hesabı.....	
23. Qığılcımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərinin yanacaq sistemlərinin əsas elementlərinin konstruksiya edilməsi.....	
23.1. Benzin nasosunun hesabı.....	
23.2. Dizel mühərrikinin qidalanma sistemi elementlərinin hesablanması.....	
23.2.1. Yüksək təzyiqli yanacaq nasosunun əsas ölçülərinin təyini.....	
23.2.2. Forsunkanın hesablanması.....	
23.2.3. Porşenli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.....	
23.2.4. Xarici işməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.....	
23.2.5. Daxili işməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.....	
24.1. DYM-in yağlama və soyutma sistemlərinin əsas elementlərinin konstruksiya edilməsi.....	
24.1.1. Yağlama sisteminin elementlərinin hesabı.....	
24.1.2. Yağ nasosunun hesabı.....	
24.1.3. Mərkəzdənqaçma yağ süzgəcinin hesabı.....	
24.1.4. Yağ radiatorunun hesabı.....	
24.2. Soyutma sisteminin elementlərinin hesabı.....	
24.2.1. Su nasosunun hesabı.....	
25. Mühərrikin turbokompressorunun istilik hesabı.....	
25.1. Kompresorun hesabı.....	
25.2. Turbinin hesabı.....	

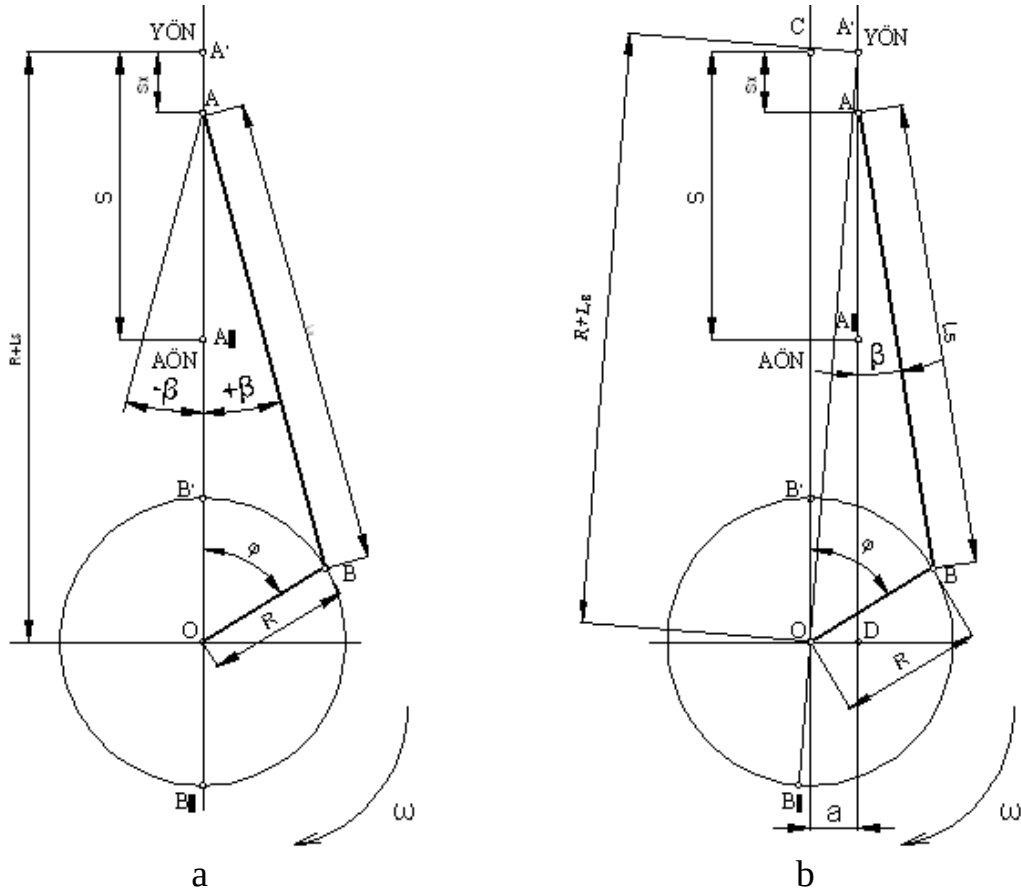
MÜHAZİRƏ 1

1.1. Dirsək-şatun mexanizminin (DŞM) növləri.

Daxili yanma mühərriklərində dirsək-şatun mexanizminin (DŞM) köməyi ilə porşenin irəli-geri hərəkəti dirsəkli valın fırlanma hərəkətinə çevrilir.

Dirsək-şatun mexanizmi mərkəzi (aksial) və sürüşdürülmüş, yaxud qeyri-mərkəzi (dezaksial) ola bilər. Mərkəzi dirsək-şatun mexanizmlərində dirsəkli valın oxu ilə silindrlərin oxu eyni müstəvidə (şəkil 1.1, a), dezaksial dirsək-şatun mexanizmlərində isə dirsəkli valın oxu ilə silindrlərin oxu müxtəlif müstəvilərdə (şəkil 1.1, b) yerləşirlər.

Dezaksial DŞM-ni həmçinin porşen barmağının oxunu silindrin oxuna nəzərən sürüşdürməklə də əldə etmək olar.



Şəkil 1.1. Dirsək-şatun mexanizmlərinin sxemləri:
a – mərkəzi; b – dezaksial.

Hal-hazırda avtomobil və traktor mühərriklərində ən çox mərkəzi dirsək-şatun mexanizmindən istifadə olunur. Bu cür mexanizmin əsas parametrləri şəkil 1.1, a-da göstərilmişdir:

S_x – porşenin cari yerdəyişməsi (şəkində A nöqtəsi porşen barmağının oxunu göstərir);

φ – OB dirsəyinin dönmə bucağı (şəkildə O nöqtəsi dirsəkli valın oxunu, B nöqtəsi şatun boyunun oxunu, A' nöqtəsi isə yuxarı ölü nöqtəni göstərir);

β – şatunun oxunun AB silindrin oxuna nəzərən meyillənmə bucağı;

ω – dirsəkli valın fırlanmasının bucaq sürəti;

$R = OB$ – dirsəyin radiusu;

$S = 2R = A'A''$ – porşenin gedişi (A'' nöqtəsi aşağı ölü nöqtəni göstərir);

$L_s = AB$ – şatunun uzunluğu;

$\lambda = \frac{R}{L_s}$ – dirsəyin radiusunun sürgüqolunun uzunluğuna nisbəti,

$R + L_s = A'O$ – dirsəkli valın fırlanma oxundan y.ö.n-ə qədər olan məsafədir.

Mərkəzi dirsək-şatun mexanizmindən fərqli olaraq dezaksial mexanizmdə (şəkil 1.1, b) dirsəyin φ dönmə bucağı silindrin $A'D$ oxuna paralel olan CO düz xəttindən başlayaraq hesablanır və $S = A'A'' \neq 2R$.

Dezaksial mexanizm nisbi yerdəyişmə ölçüsü ilə xarakterizə edilir:

$$k = \frac{a}{R},$$

burada $a = OD$ – silindr oxunun dirsəkli valın oxuna nəzərən sürüşdürülmə məsafəsidir. $k = 0.05 \div 0.15$ qiymətlərində qəbul edilir.

Mühərrikin işi zamanı təsir edən ətalət qüvvələrinin qiyməti yuxarıda göstərilən ölçü və nisbətlərdən asılıdır. Müəyyən olunub ki λ -nı azaltdıqda (L_s -nu artırmaq hesabına) ətalət və normal qüvvələr də azalır, lakin bu zaman mühərrikin hündürlüyü və çəkisi artır. Odur ki, avtomobil və traktor mühərrikləri üçün $\lambda = 0.23 \div 0.30$ qəbul edilir.

Silindrinin diametri kiçik olan mühərriklər üçün $\lambda = \frac{R}{L_s}$ nisbəti seçilərkən əsas

şərtlərdən biri odur ki, şatun silindrin əmək hissəsinə toxunmasın.

Dirsək-şatun mexanizminin kinematikasının hesabında məqsəd porşenin yolunu, sürətini və təcilini tapmaqdır. Bu zaman qəbul edilir ki, dirsəkli valın fırlanması sabit bucaq sürəti ilə baş verir. Bu bütün kinematik kəmiyyətlərin qiymətlərinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı şəkildə tapılmasına imkan verir.

1.2. Porşenin yerdəyişməsi (yolu).

Mərkəzi dirsək-şatun mexanizmlili mühərriklər üçün porşenin yerdəyişməsi (yolu) aşağıda göstərilən ardıcılıq üzrə təyin edilir (şəkil 1.2).

$$S_x = OA' - OA, \quad (1.1)$$

burada: $OA' = R + L_s$ və $OA = OK + AK$.

$\triangle OKB$ -dən $OB = R$ olduğunu nəzərə almaqla

$$OK = R \cos \varphi,$$

$\triangle ABK$ -dən isə

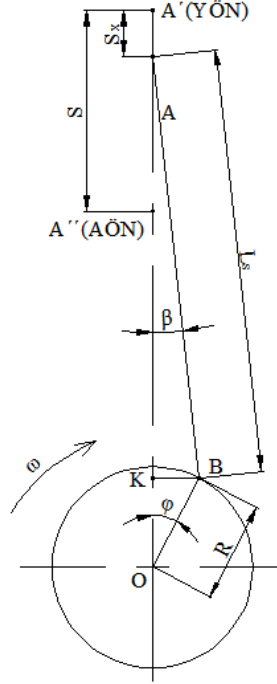
$$AK = L_s \cos \beta.$$

Onda

$$OA = R \cos \varphi + L \cos \beta$$

OA' və OA -nın qiymətlərini (1.1) tənliyində yerinə yazdıqdan sonra S_x üçün aşağıdakı tənlik alınar:

$$S_x = R + L_s - (R \cos \varphi + L_s \cos \beta) = R - R \cos \varphi + L_s \cos \beta = R(1 - \cos \varphi) + L_s(1 - \cos \beta)$$



Şəkil 1.2. Porşenin yerdəyişməsinin təyini sxemi.

Porşenin yerdəyişməsinin ancaq dirsəkli valın dönmə bucağından asılılığını təyin etmək üçün φ və β bucaqları arasındakı asılılıq tapılmalıdır.

ΔOKB -dən $BK = R \sin \varphi$, ΔABK -dən isə $BK = L_s \sin \beta$ olduğundan

$$R \sin \varphi = L_s \sin \beta \quad \text{və yaxud} \quad \frac{R}{L_s} \sin \varphi = \sin \beta,$$

Burada $\lambda = \frac{R}{L_s}$ əvəzləməsini aparsaq alarıq:

$$\lambda \sin \varphi = \sin \beta.$$

Onda

$$\begin{aligned} \cos^2 \beta &= 1 - \sin^2 \beta = 1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi \\ \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \dots \end{aligned}$$

olar.

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right], \quad (1.2)$$

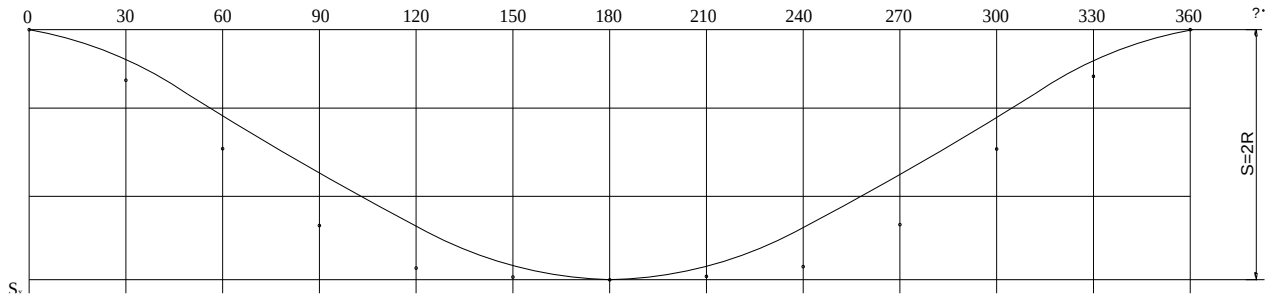
və yaxud

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi$$

qəbul edib, (1.2) tənliyində yerinə yazıb, müəyyən çevirmələr apardıqdan sonra porşenin yerdəyişməsi üçün aşağıdakı tənlik alınır:

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] [m]. \quad (1.3)$$

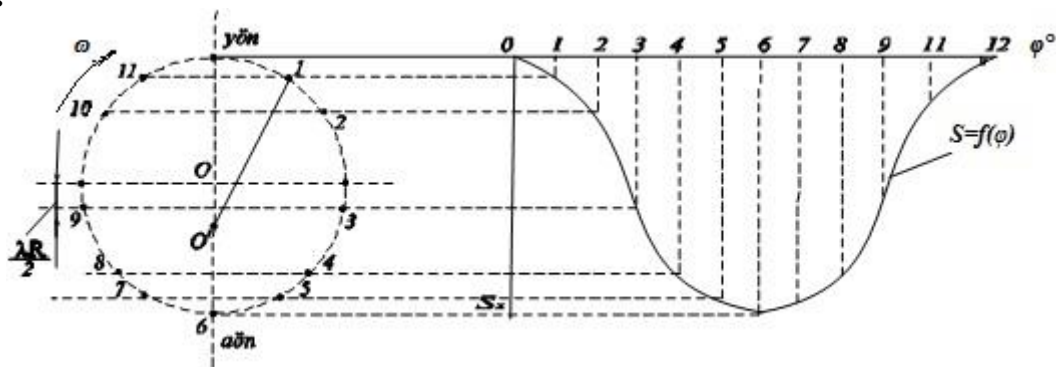
(1.3) tənliyindən görünür ki, $\varphi = 90^\circ$ halı üçün $S_{90^\circ} = R\left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)$ və $\varphi = 180^\circ$ olanda $S_{180^\circ} = 2R$ alınır. (1.3) ifadəsində kvadrat mötərizə daxilində olan $\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)\right]$ ifadəsinin qiymətləri λ və φ -dən asılı olaraq cədvəllərdə verilir. Dirsəkli valın aralıq dönmə bucaqları üçün kvadrat mötərizə daxilindəki ifadənin qiymətlərindən və (1.3) tənliyindən istifadə edərək analitik yolla porşenin y.ö.n.-dən a.ö.n.-ə qədər yerdəyişməsi təyin edilir və $s = f(\varphi)$ əyrisi qurulur.



Şəkil 1.3. Porşenin yerdəyişməsinin analitik üsul ilə qurulması ($\lambda = 0.24$).

(1.3) ifadəsindən görünür ki, dirsəkli valın 0-dan 90° -yə qədər dönməsi zamanı porşen öz yolunun yarıdan çox hissəsini, 90° -dən 180° -yə qədər dönməsi zamanı isə yarıdan az hissəsini qət edir. Buna səbəb $0-90^\circ$ intervalında porşen və şatunun hərəkət istiqamətlərinin üst-üstə düşməsidir. Odur ki, porşenin yerdəyişməsinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılığını qrafiki üsulla qurduqda yuxarıda qeyd olunan qanunauyğunluq $\frac{\lambda R}{2}$ -yə bərabər olan Briks düzəlişi daxil edilməklə nəzərə alınır.

Şəkil 1.3-də $S = f(\varphi)$ asılılığının F.A.Briks metodu ilə qrafiki üsulla qurulması göstərilmişdir.



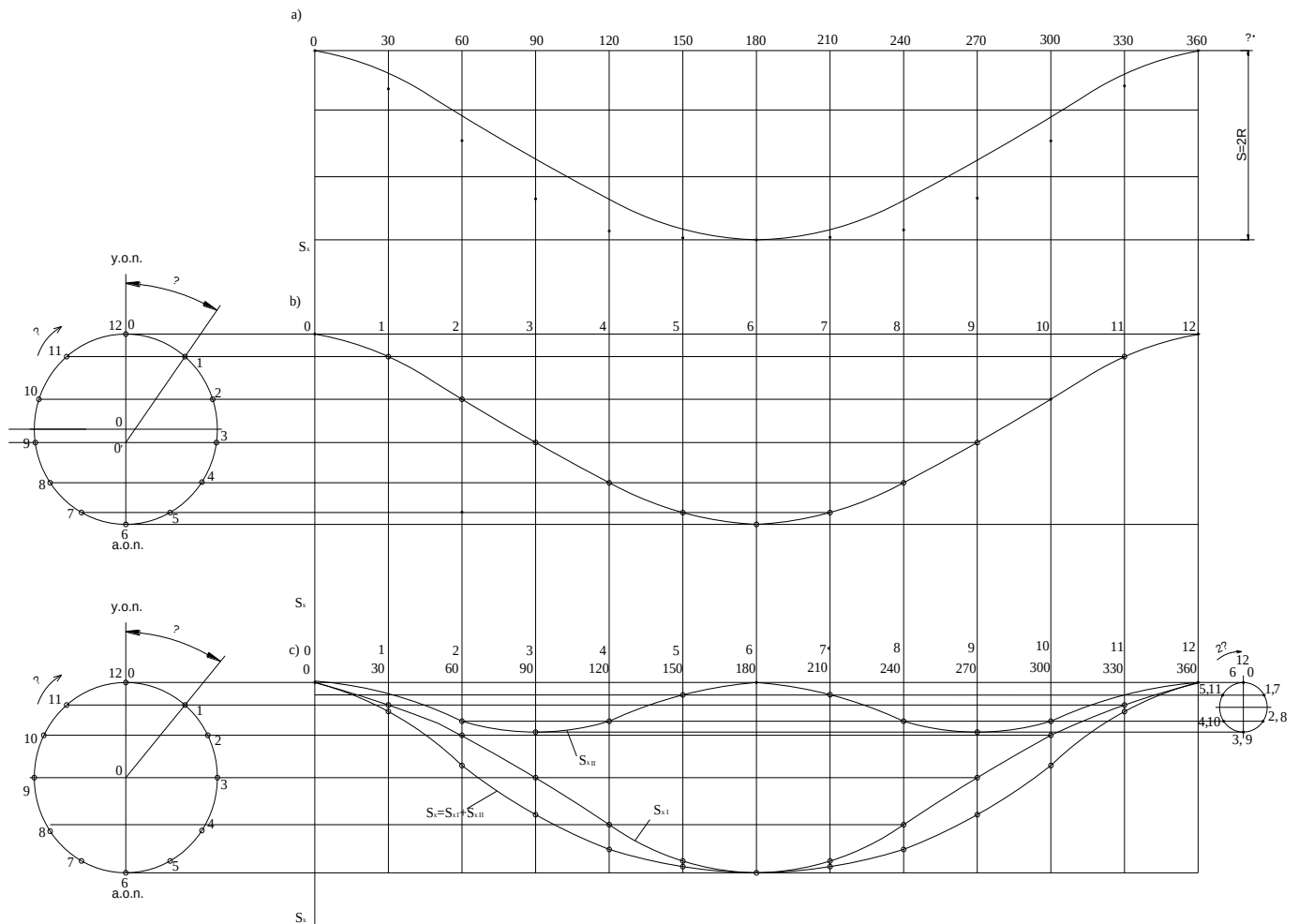
Şəkil 1.4. Porşenin yerdəyişmə diaqramının qrafiki üsul ilə qurulması.

R radiusu ilə çəkilmiş çevrənin 0 mərkəzi qrafiki üsulla qurma zamanı a.ö.n.-ə tərəf $\frac{\lambda R}{2}$ məsafəsinə uyğun sürüşdürülür və yeni O' mərkəzindən başlayaraq dirsəkli valın hər 30° dönmə bucağına müvafiq çevrə ilə kəsişənə qədər radius-vektorlar çəkilir. Kəsişmə

nöqtələrinin (1, 2, 3...) silindrin oxuna (y.ö.n.-a.ö.n. xətti) proyeksiyaları φ -nin uyğun qiymətləri üçün porşenin axtarılan yerdəyişmələrini verir.

Dezaksial dirsək-şatun mexanizmləri üçün isə porşenin yerdəyişməsi aşağıdakı ifadədən təyin edilir.

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right] [m]. \quad (1.4)$$



Şəkil 1.5. 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 ($\lambda = 0.80$).

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?

MÜHAZİRƏ 2

2.1. Porşenin sürəti.

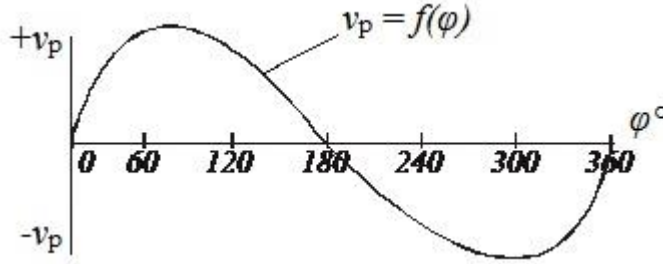
Porşenin hərəkəti zamanı onun sürəti dəyişən olub sabit dövrlər sayında yalnız dirsəyin dönmə bucağından və $\lambda = \frac{R}{L_s}$ nisbətinin qiymətindən asılıdır.

Dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq porşenin sürətini təyin etmək üçün porşenin cari yerdəyişmə tənliyini zamana görə diferensiallamaq lazımdır:

$$v_p = \frac{dS_x}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dS_x}{d\varphi} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (2.1)$$

(2.1) tənliyində mötərizə daxilində olan $\left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ -nin qiyməti λ və φ -dən asılı olaraq cədvəllərdə verilir.

(2.1) tənliyindən görünür ki, aşağı və yuxarı ölü nöqtələrdə ($\varphi = 0$ və 180°) porşenin sürəti sıfıra bərabərdir. $\varphi = 90^\circ$ olduqda $v_p = R\omega$, $\varphi = 270^\circ$ olduqda isə $v_p = -R\omega$, daha doğrusu, göstərilən bucaqlara uyğun nöqtələrdə porşenin sürətinin mütləq qiymətləri dirsəkli valın şatun boynunun oxunun çevrəvi sürətinə bərabərdir.



Şəkil 2.1. Porşenin sürət diaqramının analitik üsul ilə qurulması.

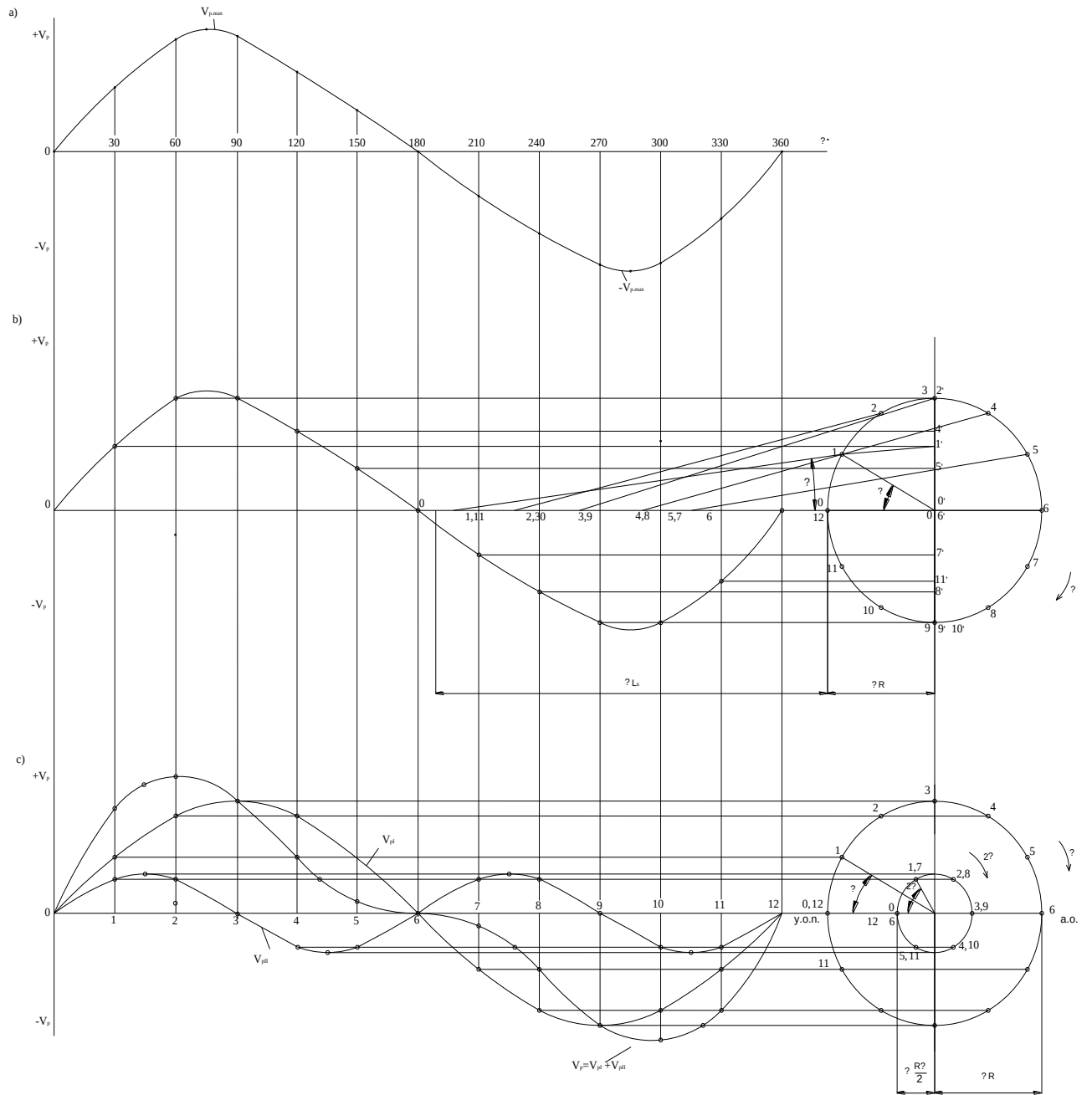
Porşenin sürətinin maksimum qiyməti (digər şərtlər eyni qaldıqda) $\lambda = \frac{R}{L_s}$ nisbətinin qiymətindən asılıdır və $\varphi < 90^\circ$ olduqda $(+v_p)$, $\varphi > 270^\circ$ olduqda isə $(-v_p)$ olur (şəkil 2.1).

λ -nın qiyməti artdıqca porşenin sürətinin maksimum qiyməti artır və ölü nöqtələrə tərəf yerini dəyişir.

$$v_{pmax} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}$$

Dezaksial dirsək-şatun mexanizmləri üçün isə porşenin sürəti aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$v_p = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.2)$$



Şəkil 2.2. Porşenin sürət əyrilərinin qurulması:

a-analitik üsulla ($\lambda = 0.24$), b-dirsək-şatun mexanizminin sxemi ilə qrafiki üsulla ($\lambda = 0.30$), c-birinci və ikinci tərtib sürətlərin cəmlənməsi üsulu ilə ($\lambda = 0.80$).

2.2. Porşenin təcili.

Porşenin təcilini tapmaq üçün porşenin sürət tənliyini zamana görə diferensiallamaq lazımdır:

$$j = \frac{dv_p}{dt} = \frac{d\phi}{dt} \cdot \frac{dv_p}{d\phi} = \omega^2 R (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi) \left[\frac{m}{s^2} \right]. \quad (2.3)$$

(2.3) tənliyində mötərizə daxilində olan $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ -nin qiyməti λ və φ -dən asılı olaraq cədvəllərdə verilir.

Porşenin təcilinin maksimum qiyməti $\varphi = 0^\circ$ olanda, minimum qiyməti isə $\varphi = 180^\circ$ olanda alınır. Belə ki,

$\varphi = 0^\circ$ olduqda

$$j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda), \quad (2.4)$$

$\varphi = 180^\circ$ olduqda

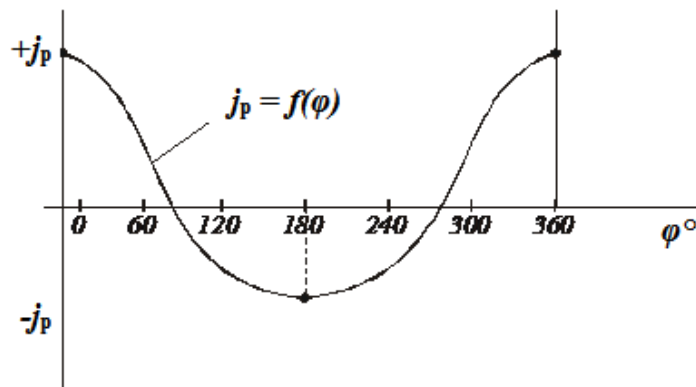
$$j_{\min} = -\omega^2 R(1 - \lambda). \quad (2.5)$$

(2.3) tənliyindən və $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ -nin cədvəl qiymətlərindən istifadə edərək dirsəkli valın müxtəlif dönmə bucaqları üçün ($\varphi = 0^\circ$ -dən 360° -yə qədər) analitik üsulla $j = f(\varphi)$ əyrisi qurulur (şəkil 2.3).

Porşenin təcilinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı dəyişmə əyrisi qrafiki üsulla (toxunanlar üsulu) da qurula bilər. Bunun üçün əvvəlcə $j = f(s_x)$ əyrisi qurulur, sonra isə bu əyri $j = f(\varphi)$ qrafikinə çevrilir. Bu zaman s -ə bərabər qəbul edilmiş AB parçası üzərində (şəkil 2.4) qəbul olunmuş miqyasda A nöqtəsindən yuxarı tərəfə $j = \omega^2 R(1 + \lambda)$, B nöqtəsindən aşağı tərəfə isə $j = -\omega^2 R(1 - \lambda)$ qeyd edilir.

Alınmış E və C nöqtələri düz xətlə birləşdirilir. EC və AB xətlərinin kəsişdiyi D nöqtəsindən AB oxuna perpendikulyar çəkilib, üzərində $3\omega^2 R\lambda$ qeyd olunur. Alınmış F nöqtəsi E və C nöqtələri ilə birləşdirilir. EF və FC parçaları ixtiyari eyni sayda hissələrə bölünür. EF və CF xətləri üzərindəki eyni adlı nöqtələr (1, 2, ...) düz xətlərlə birləşdirilir (1-1, 2-2, ...) və bu xətlərə içəri tərəfdən toxunan çəkilir. Alınan əyri təcilin porşenin gedişindən asılı olan $j = f(s_x)$ qrafikini verir.

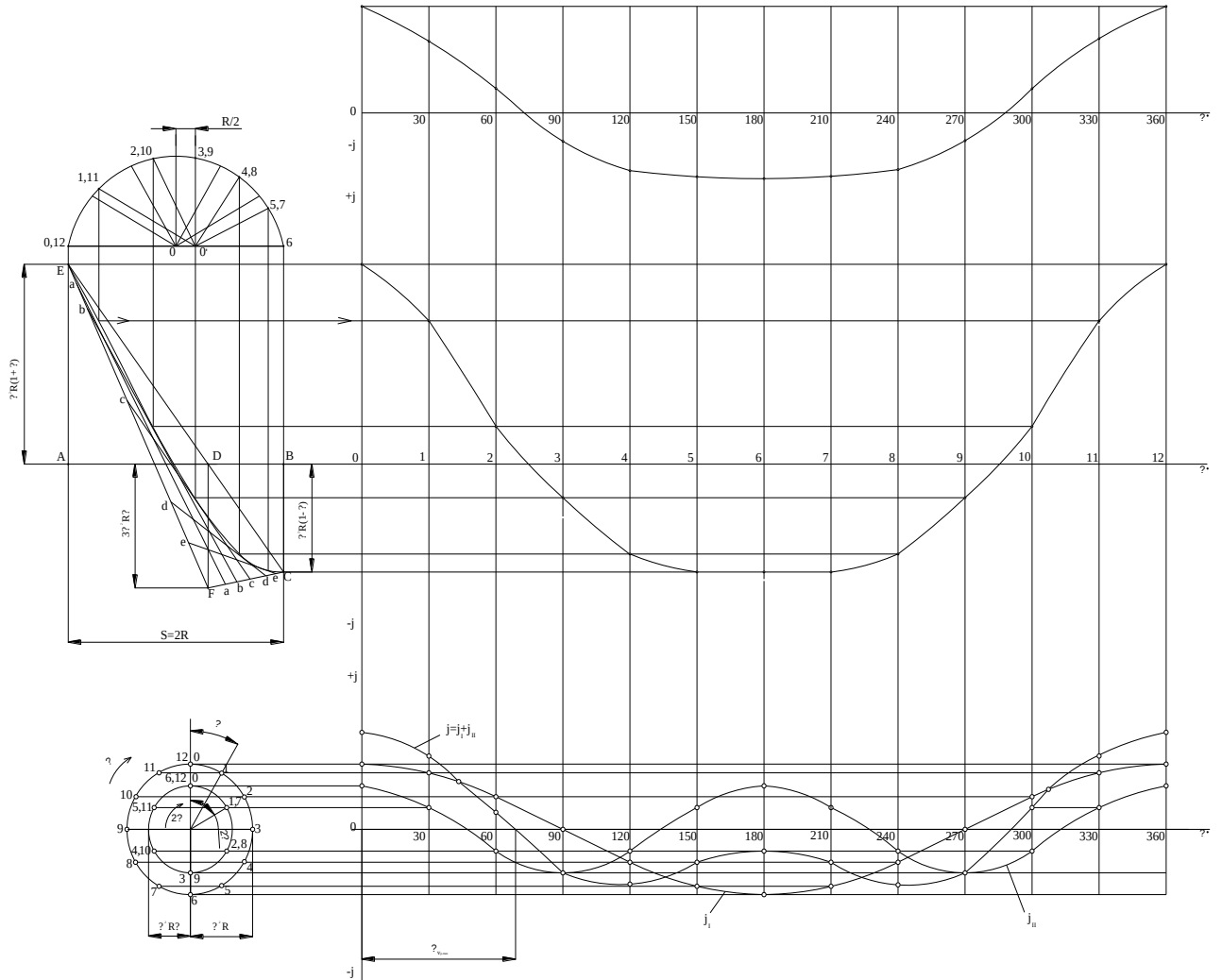
Təcilin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı qrafikini $j = f(\varphi)$ qurmaq üçün F.A.Briks metodundan istifadə olunur. Bu məqsədlə $j = f(S_x)$ qrafikinə altında radiusu $\frac{AB}{2}$ -yə bərabər olan yarımçevrə çəkilir və O mərkəzindən aşağı ölü nöqtə tərəfə $OO_1 = \frac{\lambda R}{2}$ məsafəsi qeyd edilir (S -in qəbul edilmiş miqyasında) və qrafikin açılışı indikator diaqramının açılışında olduğu qaydada həyata keçirilir.



Şəkil 2.3. Porşenin təcil diaqramının analitik üsul ilə qurulması.

Dezaksial dirsək-şatun mexanizmləri üçün isə porşenin təcili aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$j_p = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi) \left[\frac{m}{s^2} \right]. \quad (2.6)$$



Şəkil 2.4. Porşen təcilinin 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. Porşenin sürəti hansı ifadə ilə təyin edilir?
2. Porşenin sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı hansı üsullarla və necə qurulur?
3. Porşenin təcili hansı ifadə ilə təyin edilir?
4. Porşenin təcilinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq diaqramı hansı üsullarla və necə qurulur?

MÜHAZİRƏ 3

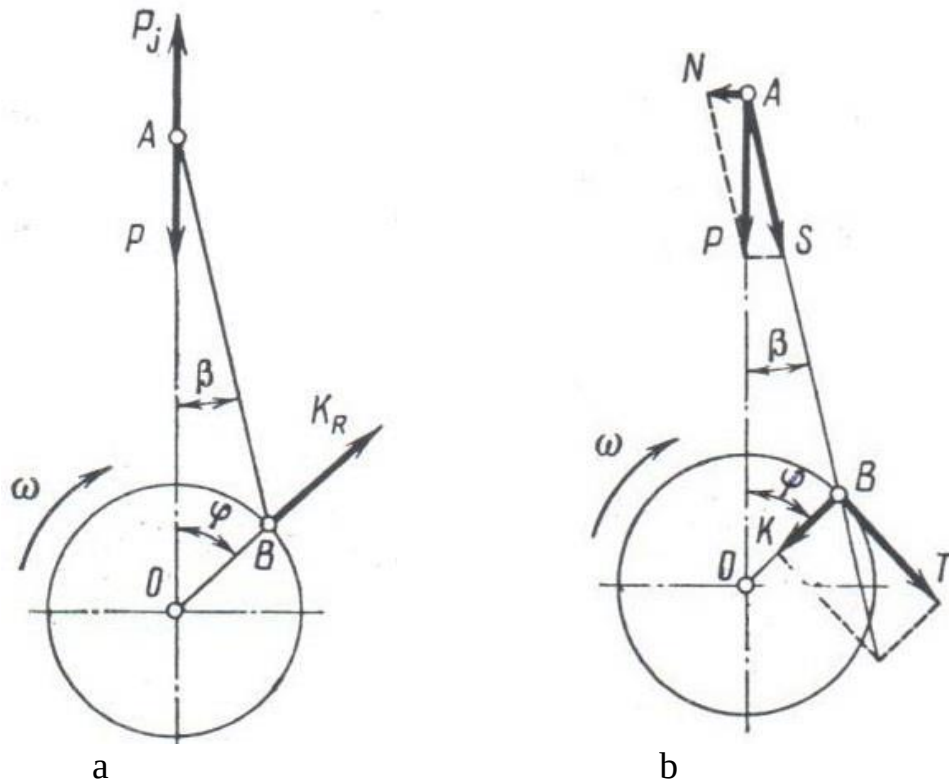
Dirsək-şatun mexanizmin dinamikası.

3.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən qüvvə və momentlərin təsnifatı.

Dirsək-şatun mexanizmin dinamiki hesabında məqsəd qazların təzyiqindən və ətalət qüvvələrinin təsirindən yaranan cəm qüvvə və momentləri təyin etməkdir. Bu qüvvələrin köməyi ilə əsas hissələrin möhkəmlik və yeyilmə hesabı aparılır, həmçinin burucu momentin dəyişməsinin və dirsəkli valın fırlanmasının qeyri-müntəzəmlik dərəcələri təyin edilir.

Mühərrikin işi zamanı dirsək-şatun mexanizminin hissələrinə aşağıdakı qüvvələr təsir edir: silindrdə yaranan qazların təzyiq qüvvəsi, irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütləsindən yaranan ətalət qüvvələri, fırlanma hərəkəti edən hissələrin kütlələrindən yaranan mərkəzdənqaçma qüvvələri, təxminən atmosfer təzyiqinə bərabər olan təzyiqlə karterdən porşenə təsir edən qazların təzyiq qüvvəsi və ağırlıq qüvvəsi (dinamiki hesabda ağırlıq qüvvəsi adətən nəzərə alınmır).

Hər bir işçi sikl ərzində (4 taktlı mühərriklər üçün 720° , iki taktlı mühərriklər üçün isə 360°) dirsək-şatun mexanizminin hissələrinə təsir edən qüvvələr qiymət və istiqamətcə dəyişirlər. Odur ki, bu qüvvələrin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə xarakterini müəyyənləşdirmək üçün həmin qüvvələrin qiymətlərini dirsəkli valın hər 10° - 30° dönmə bucaqları üçün təyin edirlər.



Şəkil 3.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən qüvvələrin sxemi:
a-ətalət və qazların təzyiq qüvvələri, b-cəm qüvvələr.

Şəkil 3.1-də dirsək-şatun mexanizmində təsir edən aşağıdakı qüvvələr göstərilmişdir:

P_j – irəliləmə hərəkəti edən hissələrin ətalət qüvvəsi;

$P = P_j + P_q$ – cəm qüvvə;

P_q – qazların təzyiq qüvvəsi;

K_R – fırlanma hərəkəti edən hissələrin ətalət qüvvəsi;

N – normal qüvvə;

S – şatun boyunca təsir edən qüvvə;

K – radial qüvvə;

T – toxunan (tangensial) qüvvə.

Bu qüvvələrdən başqa dirsək-şatun mexanizmində normal və toxunan qüvvələrin təsirindən yaranan reaktiv və burucu (fırladıcı) momentlər də təsir göstərir.

3.2. Qazların təzyiq qüvvəsi. İndikator diaqramının açılması.

Birsilindrli mühərrikin dirsək-şatun mexanizmində təsir edən qüvvələrin təsnifatı. Mühərrikin işi zamanı dirsək-şatun 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.

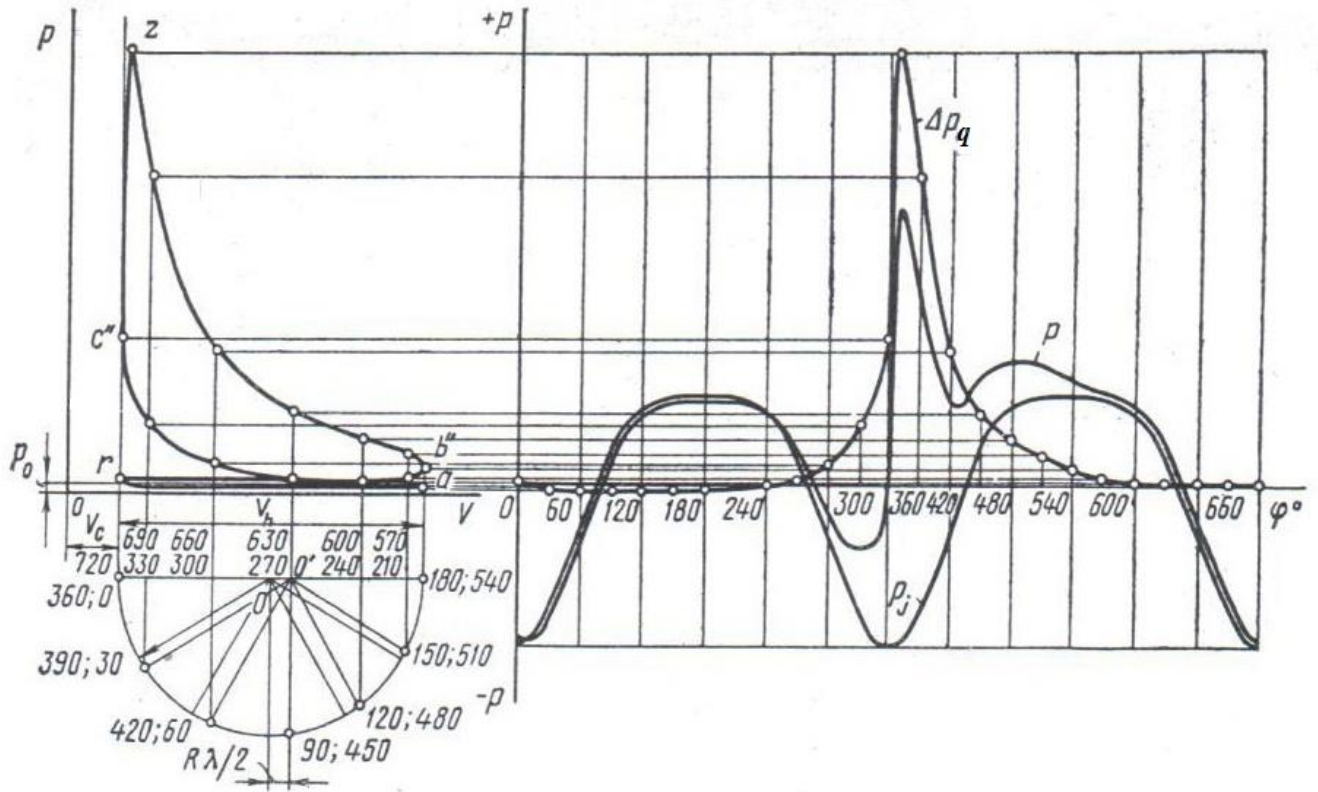
Mühərrikdə təsir edən bütün qüvvələr dirsəkli valda müqavimətlə, sürtünmə qüvvələri ilə və mühərrikin dayaqları ilə qəbul edilir.

Hər işçi sikl ərzində (720° dördtaktlı və 360° ikitaktlı mühərriklər üçün) dirsək-şatun 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 göstərilir $\Delta p_q = p_q - p_0$. Buna görə də, mühərrikin silindrindəki 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 3.2. P - φ koordinatlarında indikator diaqramının açılışı.

Porşenə təsir edən qazların təzyiq qüvvəsi:

$$P_q = (p_q - p_0) F_p \cdot 10^6 \text{ [MN]}, \quad (3.1)$$

burada: F_p – porşenin alın səthinin sahəsi:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \text{ [m}^2\text{]},$$

p_q və p_0 – uyğun olaraq qazların istənilən andakı xüsusi təzyiqi və atmosfer təzyiqidir [MPa].

(3.1) tənliyindən görünür ki, qazların təzyiq qüvvəsinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə xarakteri qazların təzyiq əyrisi ilə eynidir.

Qeyd etmək lazımdır ki, qazların təzyiq qüvvəsi təyin olunarkən qapalı indikator diaqramı ilə açıq indikator diaqramının miqyasları eyni olmalıdır. Əgər Δp_q əyrisi M_p

$\left[\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \right]$ miqyasında qurulubsa, onda P_q üçün bu əyrinin miqyası $M_p = 10^6 M_p F_p \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$ olacaqdır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin dinamiki hesabında məqsəd nədir?
2. Mühərrikin işi zamanı dirsək-şatun 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. Porşenə 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?

MÜHAZİRƏ 4

4.1. Dirsək-şatun mexanizminin hissələrinin gətirilmiş kütlələri.

Dirsək-şatun mexanizminin hissələrinin kütlələri hərəkət xarakterinə görə üç qrupa bölünür:

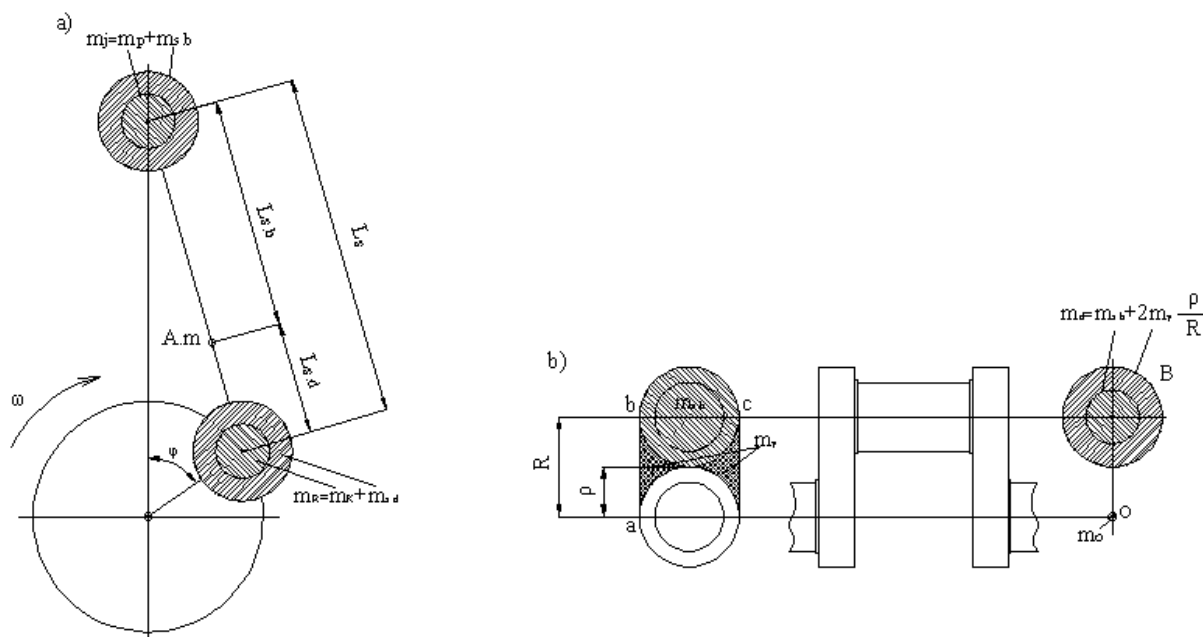
- irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələri (porşen qrupu və şatunun yuxarı başlığı);
- fırlanan hissələrin kütlələri (dirsəkli val və şatunun aşağı başlığı);
- mürəkkəb yastı-paralel hərəkət edən hissələrin kütlələri (şatunun çubuğu).

Dinamiki hesabı sadələşdirmək məqsədi ilə həqiqi dirsək-şatun mexanizmi dinamiki ekvivalent gətirilmiş kütlə sistemi ilə əvəz edilir.

Porşen qrupunun m_p kütləsinin porşen barmağının oxunda A nöqtəsində cəmləndiyi qəbul edilir. Şatunun m_s kütləsi iki kütlənin cəmi ilə əvəz olunur (şəkil 4.1). Bunlardan biri porşen barmağının oxunda — A nöqtəsində ($m_{p.b}$), digəri isə dirsəyin oxunda — B nöqtəsində ($m_{s.d}$) cəmləşən kütlələrdir. Bu kütlələrin qiyməti aşağıdakı ifadələrdən tapılır:

$$\begin{aligned} m_{p.b} &= \frac{L_{s.d}}{L_s} m_s \\ m_{s.d} &= \frac{L_{s.b}}{L_s} m_s \end{aligned} \quad (4.1)$$

burada: L_s – şatunun uzunluğu, $L_{s.d}$ – dirsək başlığının mərkəz oxundan şatunun ağırlıq mərkəzinə qədər məsafə, $L_{s.b}$ – porşen barmağının mərkəz oxundan şatunun ağırlıq mərkəzinə qədər olan məsafədir.



Şəkil 4.1. Dirsək-şatun mexanizminə dinamiki ekvivalent gətirilmiş kütlələr sistemi:

- a-dirsək-şatun mexanizminin gətirilmiş sistemi,
- b-dirsəyin kütlələrinin gətirilməsi.

Əksər mövcud avtomobil və traktor mühərrikləri üçün

$$m_{p.b} = (0.2 \div 0.3)m_s,$$

$$m_{s.d} = (0.7 \div 0.8)m_s.$$

Hesablamalarda bu kütlələrin orta qiymətlərini götürmək olar:

$$m_{p.b} = 0.275m_s,$$

$$m_{s.d} = 0.725m_s.$$

Beləliklə, dirsək-şatun mexanizminə dinamik ekvivalent olan gətirilmiş kütlələr sistemi A nöqtəsində cəmlənmiş, irəli-geri hərəkət edən $m_j = m_p + m_{p.b}$ və B nöqtəsində cəmlənmiş, fırlanmada iştirak edən $m_R = m_d + m_{s.d}$ kütlələrindən ibarətdir. V şəkilli mühərriklərdə bir şatun boynuna iki şatun bağlanan hal üçün $m_{R\Sigma} = m_d + 2m_{s.d}$.

m_p , m_s və m_d kütlələrinin qiymətlərini təxmini hesablamaq üçün konstruktiv kütlələrdən, yəni $m' = \frac{m}{F_p}$ -ni $\frac{kq}{m^2}$ və ya $\frac{q}{sm^2}$ ilə istifadə edilir (cədvəl 4.1).

Cədvəl 4.1-dən istifadə edərək kütlələri təyin edərkən nəzərə almaq lazımdır ki, konstruktiv kütlələrin böyük qiymətləri silindrinin diametri böyük olan mühərriklərə uyğun gəlir. S/D nisbətinin kiçildilməsi m'_s və m'_d kütlələrini azaldır. V şəkilli mühərriklərdə bir boyuna iki şatun bağlanan halda m'_d -in böyük qiymətləri götürülür.

Cədvəl 4.1

Dirsək-şatun 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
Şatun ($m'_s = m_s / F_p$)	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

MÜHAZİRƏ 5

5.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən ətalət qüvvələri.

Dirsək-şatun mexanizminə təsir edən ətalət qüvvələri gətirilmiş kütlələrin hərəkət xarakterinə görə irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan P_c və fırlanan hissələrin kütlələrindən yaranan mərkəzdənqaçma K_R ətalət qüvvələrindən ibarətdir.

İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvəsi:

$$P_j = -m_j j = -m_j \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) [N]. \quad (5.1)$$

(5.1) tənliyinə daxil olan triqonometrik funksiyaların ədədi qiymətləri λ və φ -nin müxtəlif qiymətləri üçün müvafiq cədvəldə verilir.

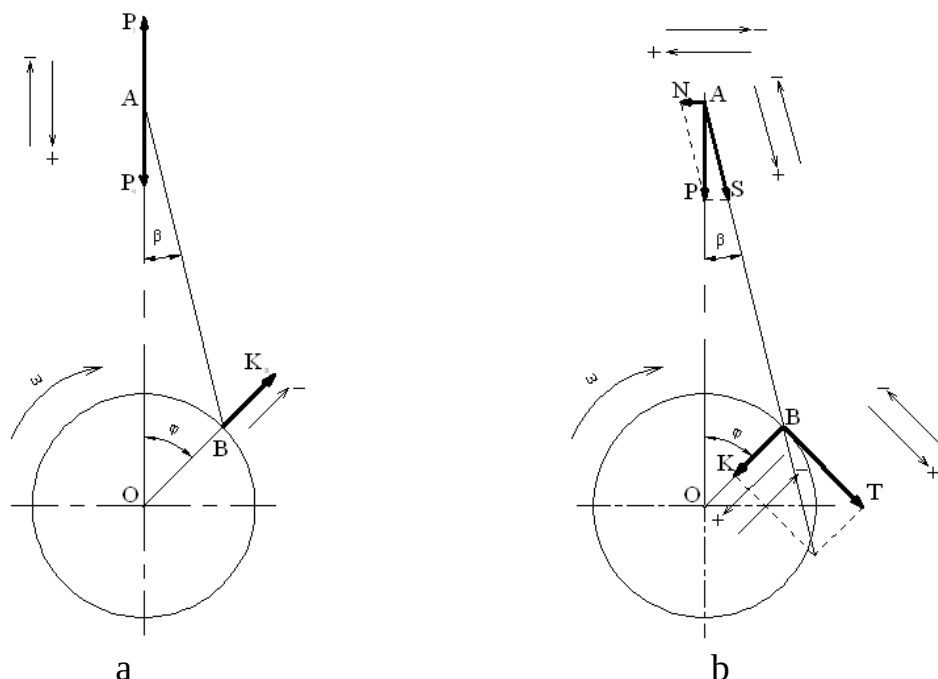
Porşenin təcilinə analogi olaraq P_j qüvvəsi 1-ci (P_{ji}) və 2-ci (P_{jii}) tərtib ətalət qüvvələrinin cəmi kimi də göstərilə bilər:

$$P_j = P_{ji} + P_{jii} = -(m_j R \omega^2 \cos \varphi + m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi). \quad (5.2)$$

(5.1) və (5.2) tənliklərində mənfi işarəsi ətalət qüvvəsinin təcilin əksinə istiqamətləndiyini göstərir. İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələri silindrin oxu boyunca təsir edir və qazların təzyiq qüvvəsi kimi, əgər dirsəkli valın oxuna tərəf istiqamətlənibsə müsbət, əks tərəfə isə mənfi qəbul edilir. İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələrinin əyrisi porşenin təcil əyrisinə analogi olaraq qurulur, (bax şəkil 5.1). P_j hesablanarkən dönmə bucaqları Δp_q və P_q üçün qəbul edilmiş dönmə bucaqları ilə eyni olmalıdır.

Fırlanan hissələrin kütlələrindən yaranan mərkəzdən qaçma ətalət qüvvəsi:

$$K_R = -m_R R \omega^2 [N]. \quad (5.3)$$



Şəkil 5.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi:
a-irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələri,
b-fırlanan hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələri.

Bu qüvvə $\omega = \text{const}$ olan hal üçün qiymətcə sabit olur, dirsəyin radiusu boyunca təsir edir və dirsəkli valın oxundan kənar tərəfə istiqamətlənir. Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsi olan K_R iki qüvvənin cəmindən ibarətdir. Bunlardan biri şatunun fırlanmada iştirak edən hissəsinin kütləsindən yaranan $K_{Rs} = -m_s R \omega^2$, digəri isə dirsəyin fırlanan hissəsinin kütləsindən yaranan $K_{Rd} = -m_d R \omega^2$ ətalət qüvvələridir. V şəkilli mühərriklər üçün mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsi:

$$K_{R\Sigma} = K_{Rd} + K_{Rs.sol} + K_{Rs.sağ} = -(m_d + m_{s.sol} + m_{s.sağ}) R \omega^2 [N]. \quad (5.4)$$

burada $K_{Rs.sol}$ və $K_{Rs.sağ}$ – uyğun olaraq, sol və sağ şatunların fırlanan hissələrinin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələridir.

YOXLAMA SUALLAR

1. Dirsək-şatun mexanizmində hansı ətalət qüvvələri təsir edir?
2. İrəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvəsi hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?
3. I və II tərtib ətalət qüvvələri hansı ifadələrlə təyin edilirlər?
4. Fırlanan hissələrin kütlələrindən yaranan mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsi hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul olunur?

MÜHAZİRƏ 6

6.1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən cəm qüvvə, normal və şatun boyunca təsir edən qüvvələr.

Dirsək-şatun mexanizminə təsir edən *cəm* (*hərəkətverici*) qüvvə qazların təzyiq qüvvəsi ilə irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələrinin cəbri cəmi kimi təyin edilir:

$$P = P_q + P_j. \quad (6.1)$$

Mühərriklərin dinamik hesabı aparılarkən bu qüvvələrin tam qüvvə kimi yox, porşenin vahid səthinə düşən xüsusi qüvvə kimi götürülməsi məqsədəuyğundur. Bu zaman xüsusi cəm qüvvə (MPa), porşenin üstündə olan izafi təzyiqlə Δp_q (MPa) irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan xüsusi ətalət qüvvələrinin p_j ($\frac{MN}{m^2} = MPa$) cəmi kimi təyin edilir:

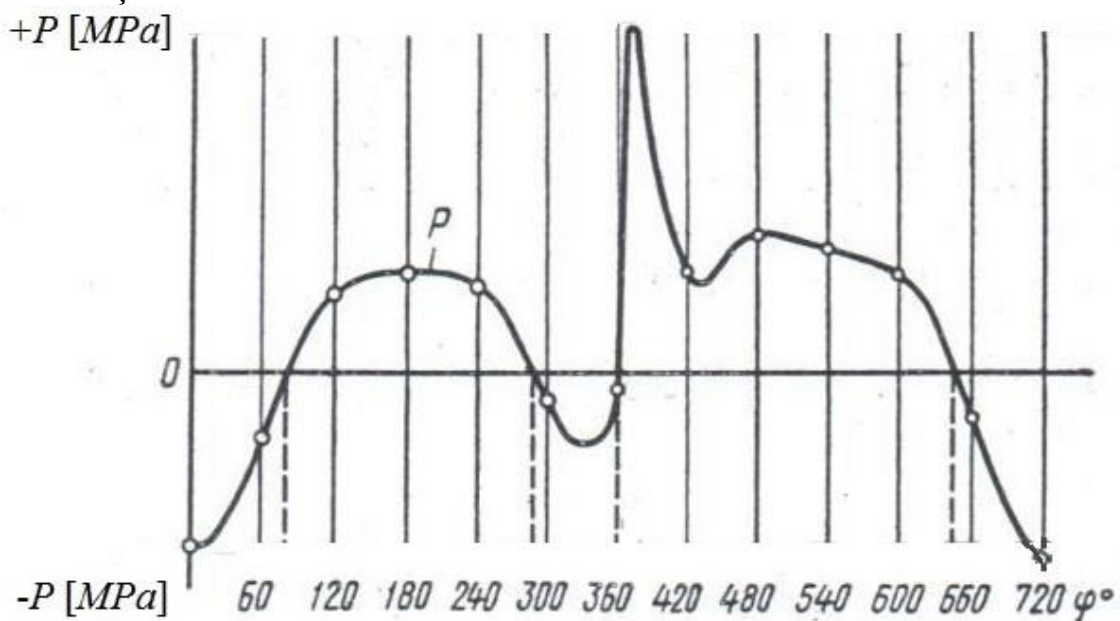
$$\sum p = \Delta p_q + p_j [MPa], \quad (6.2)$$

burada

$$p_j = \frac{P_j}{F_p} = -\frac{m_j \omega^2 R \cdot 10^{-6}}{F_p} \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) [MPa]. \quad (6.3)$$

Xüsusi cəm qüvvənin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq əyrisini qrafiki üsulla qurmaq üçün $\Delta p_q = f(\varphi)$ və $p_j = f(\varphi)$ diaqramlarından istifadə olunur. Eyni miqyasda (M_p) qurulmuş bu iki diaqramı topladıqdan sonra alınan xüsusi cəm qüvvə $\sum p$ diaqramı da elə o miqyasda alınmış olacaq.

Şəkil 6.1-də cəm qüvvənin dirsəkli valın dönmə bucaqlarından asılı olaraq dəyişmə qrafiki göstərilmişdir.



Şəkil 6.1. Cəm qüvvənin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı.

Cəm qüvvə P_{Σ} , qazların təzyiq qüvvəsi P_q və irəli-geri hərəkət edən hissələrin kütlələrindən yaranan ətalət qüvvələri P_j silindrin oxu boyunca istiqamətlənir və porşen barmağının oxuna tətbiq olunur. Cəm qüvvənin toplananları həm silindrin oxuna perpendikulyar istiqamətdə silindrin divarına, həm də şatunun oxu boyunca şatunun özünə təsir edir.

Silindrin oxuna perpendikulyar istiqamətdə təsir edən qüvvə *normal qüvvə* adlanır və silindrin divarları tərəfindən qəbul edilir. Normal qüvvə aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ [MN]}. \quad (6.4)$$

Əgər normal qüvvənin (N) dirsəkli valın oxuna nəzərən yaratdığı moment dirsəkli valın fırlanma istiqamətinin əksinə olarsa, onda bu qüvvə müsbət sayılır.

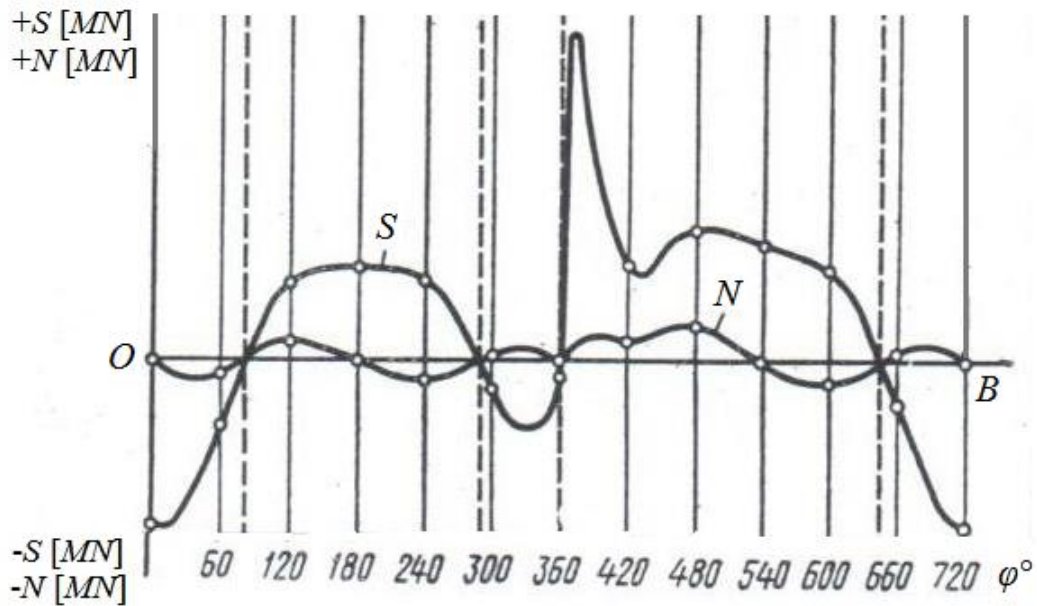
Şatun boyunca təsir edən qüvvə (S) şatuna, sonra isə dirsəyə ötürülür. Bu qüvvə aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$S = P \cdot \frac{1}{\cos \beta} \text{ [MN]}. \quad (6.5)$$

Əgər S qüvvəsi şatunu sıxırsa müsbət, onu dartırsa mənfi hesab olunur.

(6.4) və (6.5) tənliklərinə daxil olan triqonometrik funksiylərin ədədi qiymətləri λ və φ -nin müxtəlif qiymətləri üçün müvafiq cədvəllərdə verilir.

(6.4) və (6.5) ifadələrindən göründüyü kimi N və S qüvvələri dirsəkli valın dönmə bucaqlarından asılı olaraq dəyişirlər. Bu qüvvələrin dirsəkli valın dönmə bucaqlarından asılı olaraq dəyişmə qrafikləri şəkil 6.2-də göstərilmişdir.



Şəkil 6.2. N və S qüvvələrinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramları.

YOXLAMA SUALLAR

1. Dirsək-şatun mexanizminə təsir edən cəm qüvvə və onun işarəsi necə təyin edilir?
2. Normal qüvvə (N) nədir, hansı düsturla təyin edilir və işarəsi necə qəbul edilir?
3. Şatun boyunca təsir edən qüvvə (S) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul edilir?

MÜHAZİRƏ 7

DŞM-də təsir edən radial və tangensial qüvvələr. Tangensial qüvvənin orta qiymətinin təyin edilməsi.

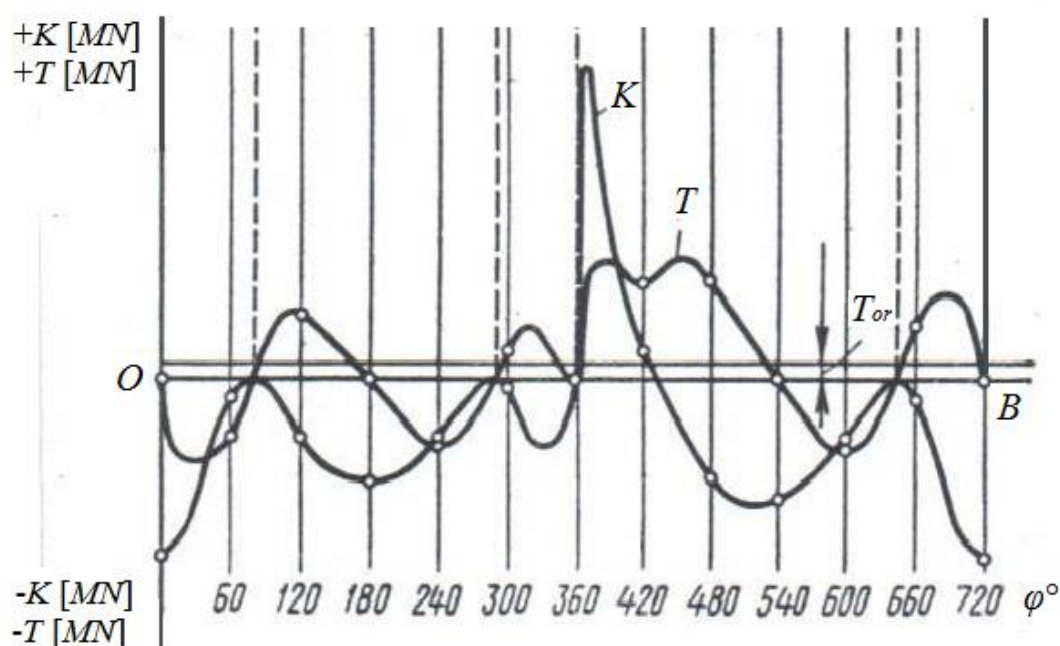
Şatun boyunca təsir edən qüvvənin (S) təsirindən şatun boynunda iki qüvvə yaranır. Bunlardan biri dirsəyin radiusu boyunca, digəri isə dirsəyin fırlanma radiusu ilə çəkilmiş çevrəyə toxunan istiqamətdə təsir edir və uyğun olaraq radial (K) və tangensial (toxunan) (T) qüvvələr adlandırılır:

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \text{ [MN]}, \quad (7.1)$$

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \text{ [MN]}. \quad (7.2)$$

Əgər K qüvvəsi dirsəyin yanaqlarını sıxırsa müsbət sayılır. T qüvvəsinin yaratdığı moment dirsəkli valın fırlanma istiqaməti ilə eyni olduqda o da müsbət qəbul olunur.

(7.1) və (7.2) tənliklərinə daxil olan triqonometrik funksiylərin ədədi qiymətləri λ və φ -nin müxtəlif qiymətləri üçün müvafiq cədvəllərdə verilir. Göstərilən tənlikləri həll etməklə K və T qüvvələrinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılılıq əyriləri qurulur. Bu əyrilər şəkil 7.1-də göstərilmişdir.



Şəkil 7.1 K və T qüvvələrinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramları.

Şəkillərdən göründüyü kimi tangensial (toxunan) qüvvə dirsəkli valın 0, 180, 360, 540 və 720° dönmə bucaqlarında həmişə 0-a bərabərdir. Bundan başqa bu qüvvələrin hər ikisi eyni zamanda cəm qüvvənin sıfır qiymətlərində də 0-a bərabər olurlar (şəkil 7.1-də qırıq-qırıq xətlərlə absis oxunun kəsişdiyi nöqtələr).

Qrafiki üsulla tangensial qüvvənin orta qiyməti T əyrisinin altında qalan sahəyə görə təyin olunur:

$$T_{or} = \frac{(\sum F_1 - \sum F_2)M_T}{OB} \cdot 10^6 \text{ [N]}, \quad (7.3)$$

burada: $\sum F_1$ və $\sum F_2$ – müvafiq olaraq T əyrisi ilə absis oxu arasında qalan müsbət və mənfi sahələrdir $[mm^2]$,

$$M_T - \text{tam tangensial qüvvə miqyası} \left(M_T = M_p \cdot F_p \left[\frac{MN}{mm} \right] \right),$$

OB – diaqramın uzunluğudur $[mm]$ (şəkil 7.1).

İstilik hesabının və tangensial qüvvə əyrisinin qurulmasının düzgünlüyü aşağıdakı tənliyin köməyi ilə yoxlanılır:

$$T'_{or} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot P_i \cdot F_p}{\pi \tau} \text{ [N]}, \quad (7.4)$$

burada: T'_{or} – sikl ərzində tangensial qüvvənin orta qiyməti $[N]$;

P_i – orta indikator təzyiqi $[MPa]$;

F_p – porşenin alın səthi $[m^2]$;

τ – mühərrikin takt əmsalıdır.

Tangensial qüvvənin orta qiymətləri arasındakı xəta:

$$\Delta = \frac{T_{or} - T'_{or}}{T_{or}} \cdot 100\%$$

Xəta 5%-dən kiçik olmalıdır. Əks halda hesablamalar yoxlanılır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən radial qüvvə (K) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul edilir?
2. Dirsək-şatun mexanizmində təsir edən tangensial (toxunan) qüvvə (T) nədir, hansı ifadə ilə təyin edilir və işarəsi necə qəbul edilir?
3. Tangensial qüvvənin orta qiyməti (T_{or}) qrafiki üsulla necə təyin edilir?
4. Tangensial qüvvə əyrisinin qurulmasının düzgünlüyü necə yoxlanılır?

MÜHAZİRƏ 8

8.1. Birsilindrli mühərrikdə təsir edən burucu (fırladıcı) və reaktiv momentlər.

Tangensial (toxunan) qüvvənin qiymətinə görə bir silindrin burucu momenti təyin edilir:

$$M_{bur.sil.} = TR \text{ [Nm]}. \quad (8.1)$$

Burucu momentin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı dəyişmə əyrisi tangensial qüvvənin (T) dəyişmə əyrisinə analojidir və fərq yalnız miqyasda olur. Belə ki, burucu moment üçün miqyas (M_M) tam tangensial qüvvə miqyasına (M_T) görə aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$M_M = M_T R \left[\frac{Nm}{mm} \right]. \quad (8.2)$$

Burucu (fırladıcı) momentin təsirindən dirsəkli val saat əqrəbi istiqamətində fırlanırsa, onda bu moment müsbət sayılır.

Porşen barmağında silindrin oxuna perpendikulyar istiqamətdə təsir edən normal qüvvə (N) H çiyini ilə moment yaradır ki, bu moment də mühərriki öz uzununa oxu istiqamətində dirsəkli valın fırlanmasının əks istiqamətində aşırmağa çalışır. Ona görə də bu moment reaktiv moment adlanır və aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$M_{re} = -HN \text{ [Nm]}, \quad (8.3)$$

burada H – normal qüvvədən dirsəkli valın oxuna qədər olan məsafədir [m].

Reaktiv moment qiymətcə burucu momentə bərabər olub istiqamətcə onun əksinə yönəlmişdir. Yəni:

$$M_{re} = -M_{b.sil.} \quad (8.4)$$

8.2. Çoxsilindrli mühərriklərdə cəm burucu (fırladıcı) momentin və onun orta qiymətinin qrafiki və analitik üsullarla təyin edilməsi.

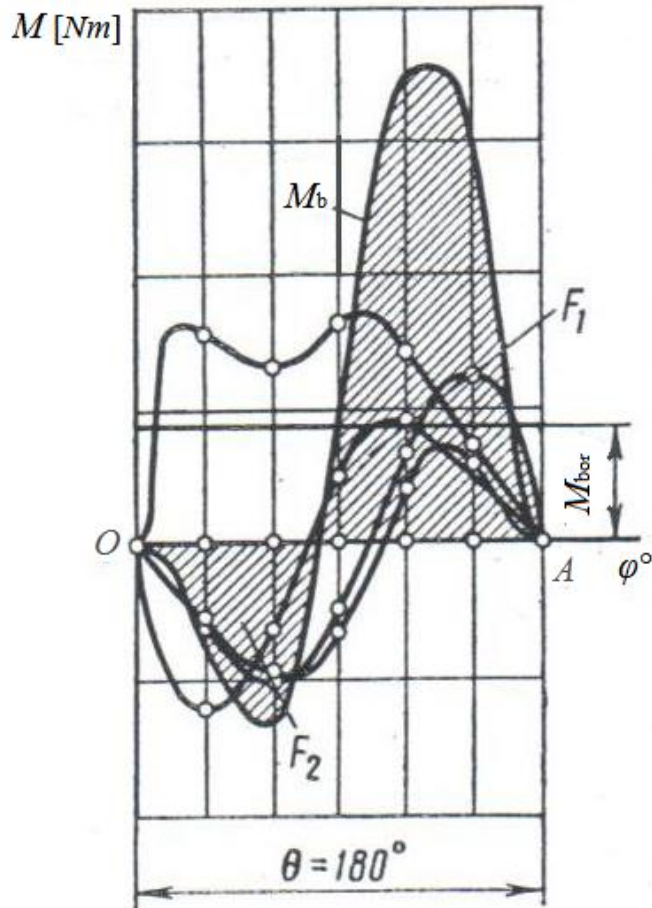
Çoxsilindrli mühərriklər üçün cəm burucu momentin (M_b) əyrisini qurmaq üçün bir silindr üçün qurulmuş burucu moment əyrisi bir-birinə nisbətən silindrlər arasında alışma ardıcılığı üzrə sürüşdürülərək qrafiki toplanır.

Silindrdəki alışmalar arasındakı interval eyni olduqda cəm burucu momentinin dəyişmə periodu aşağıdakı kimi təyin edilir:

- 4 taktlı mühərriklər üçün hər $\theta = \frac{720^\circ}{i}$ dərəcədən bir;

- 2 taktlı mühərriklər üçün hər $\theta = \frac{360^\circ}{i}$ dərəcədən bir.

Cəm burucu moment əyrisi qrafiki üsulla qurularkən bir silindr üçün qurulmuş burucu moment əyrisi $\frac{720^\circ}{i}$ -ə uyğun (4-taktlı mühərriklər üçün) uyğun sayda məntəqələrə bölünür, bu məntəqələr cəm burucu momentin bir dəyişmə periodu intervalına gətirilir və toplanaraq yekun cəm burucu əyrisi alınır (şəkil 8.1).



Şəkil 8.1. Dördtaktlı dördsilindrlı mühərrikin cəm burucu moment əyrisinin qurulması.

Yekun əyri mühərrikin cəm burucu momentinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişməsinə göstərir. Cəm burucu momentin orta qiyməti $M_{b.or}$ [Nm] M_b əyrisi ilə OA xətti arasında qalan sahəyə görə təyin edilir:

$$M_{b.or} = \frac{(F_1 - F_2)M_M}{OA} \text{ [Nm]}, \quad (8.5)$$

burada: F_1 və F_2 – müvafiq olaraq, M_b əyrisi ilə OA xətti arasında olan müsbət və mənfi sahələrdir [mm^2]; M_M – moment miqyası [$\frac{Nm}{mm}$]; OA – diaqramda 180° -yə uyğun gələn uzunluqdur [mm] (şək.8.1).

Cəm burucu momentin orta qiyməti mühərrikin orta indikator momentini göstərir, yəni $M_{b.or} = M_i$. Mühərrikin dirsəkli valındakı həqiqi effektiv burucu moment:

$$M'_e = M_{b.or} \eta_M \text{ [Nm]}, \quad (8.6)$$

burada η_m – mühərrikin mexaniki faydalı iş əmsalıdır.

Effektiv burucu momentin qrafiki üsulla (M'_e) və istilik hesabına (M_b) görə alınmış qiymətləri arasındakı xəta:

$$\Delta = \frac{M_e - M'_e}{M_e} \cdot 100\%. \quad (8.7)$$

Əgər xəta 5 %-dən kiçik olmasa, hesabat, yenidən aparılmalıdır.

Cəm burucu momentin analitik üsulla təyin edilməsini altısilindrlı, dördtaktlı, V-şəkilli mühərrikin misalında nəzərdən keçirək. Mühərrikin iş qaydası 1 sol-1sağ-2sol-2sağ-3sol-3sağ, dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 120° , silindrlərdəki alışmalar arasındakı bucaq intervalı isə qeyri bərabər olub 90 və 150° -yə bərabərdir.

Bu mühərrikdə cəm burucu momenti təyin etmək üçün cədvəl 8.1- dən istifadə edək.

Cədvəl 8.1

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		

Qeyd etmək lazımdır ki, bu mühərrikdə cəm burucu moment $0 \div 240^\circ$ -dən bir təkrar olunur. Odur ki, hesablama da yalnız bu intervalda aparılır. Bundan başqa cəm burucu moment əyrisinin daha da dəqiq qurulması üçün hesablamalar hər 10° -dən bir yerinə yetirilir. Bunun üçün hər bir silindrə uyğun gələn sütunda müvafiq dönmə bucaqları üçün bir silindr üçün təyin edilmiş burucu momentlərin uyğun qiymətləri yazılır və $0 \div 240^\circ$ intervalında hər 10° -dən bir cəm burucu momentin (M_b) qiymətləri hesablanaraq sonuncu sütunda qeyd edilir. Daha sonra isə alınmış nəticələrə əsasən cəm burucu

momentin əyrisi qurulur. Bu əyriyə görə qrafiki üsulda olduğu kimi cəm burucu momentin orta qiyməti təyin edilir və yoxlanılır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Bir silindrin burucu momenti necə təyin edilir?
2. Reaktiv moment nəyə deyilir və necə təyin edilir?
3. Silindrdəki alışmalar arasındakı interval eyni olduqda cəm burucu momentin dəyişmə periodu necə təyin edilir?
4. Cəm burucu momentin orta qiyməti necə təyin edilir?
5. Cəm burucu moment qrafiki üsul ilə necə təyin edilir?
6. Cəm burucu moment analitik üsul ilə necə təyin edilir?
7. Effektiv burucu momentin qrafiki üsulla və istilik hesabına görə alınmış qiymətləri necə müqayisə olunur?

MÜHAZİRƏ 9

9.1 Mühərrikin cəm burucu momentinin və dirsəkli valın fırlanmasını qeyri müntəzəmlik dərəcələri.

Mühərrikdə təsir edən cəm qüvvələri təyin etdikdə, aşkar olundu ki, cəm burucu moment (M_b) dirsəkli valın dönmə bucağının periodik funksiyasıdır. Cəm burucu momentin qeyri-müntəzəmliyi mühərrikin işçi prosesinin gedişinin və onun dirsək-şatun mexanizminin kinematik xüsusiyyətləri ilə izah edilir.

Mühərrikin burucu momentinin dəyişmə müntəzəmliyi haqqında mülahizə yürütmək üçün burucu momentin qeyri-müntəzəmlik əmsalından istifadə olunur:

$$\mu = \frac{M_{b\max} - M_{b\min}}{M_{b.or}}, \quad (9.1)$$

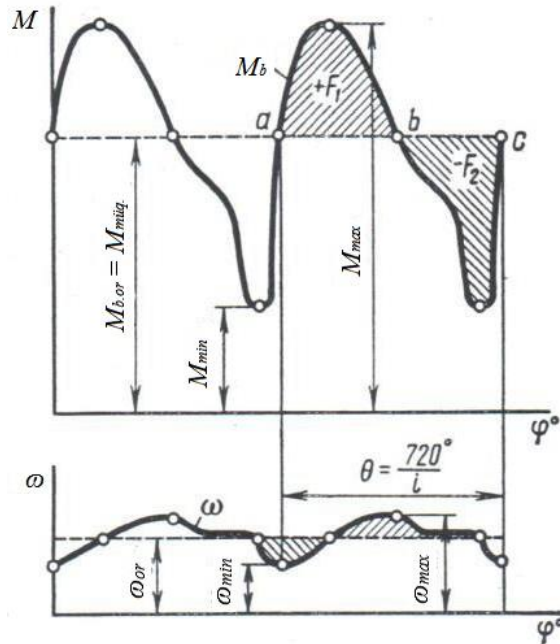
burada $M_{b\max}$, $M_{b\min}$ və $M_{b.or}$ – uyğun olaraq, cəm burucu momentin maksimum, minimum və orta qiymətləridir.

Eyni bir mühərrik üçün μ -nün qiyməti onun iş rejimindən asılıdır. Ona görə də müxtəlif mühərrikləri müqayisə etmək üçün qeyri-müntəzəmlik əmsalının nominal iş rejimindəki qiyməti təyin edilir. Mühərrikin silindrlərinin sayı artdıqca μ əmsalı azalır.

İndikator burucu momenti zamanın hər anında cəm müqavimət momenti ($M_{müq.}$) və mühərrikin hərəkət edən hissələrinin ətalət qüvvələrinin dirsəkli valın oxuna gətirilmiş momenti (J_0) ilə tarazlaşır. Bu qarşılıqlı əlaqə aşağıdakı tənliklə ifadə edilir:

$$M_b = M_{müq.} + J_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (9.2)$$

burada $\frac{d\omega}{dt}$ – dirsəkli valın bucaq təcildir $\left[\frac{rad}{san^2} \right]$.



Şəkil 9.1 Mühərrikin nominal iş rejimində cəm burucu momentin və dirsəkli valın bucaq sürətinin dəyişməsi.

Mühərrikin qərarlaşmış iş rejimində $M_{müq.} = M_{b.or}$ olur. Qrafiki olaraq bu, cəm burucu momentin qurulmuş diaqramında $M_{b.or}$ xətti ilə müqavimət momentinin üst-üstə düşdüyünü göstərir. Şəkil 9.1-dən görünür ki, $M_{b.or}$ burucu moment əyrisini kəsərək müsbət (F_1) və mənfi (F_2) sahələrini yaradır. Müqavimət xəttindən yuxarıda yerləşən sahə mühərrikin hərəkət edən hissələri hesabına yaranan burucu momentin izafi işi ilə mütənasibdir. İzafi iş uyğun olaraq kinetik enerji və sürətin artmasına sərf olunur. İşin çatışmamazlığı səbəbindən hərəkət edən hissələrə enerji vermək lazım gəlir ki, bu da dirsəkli valın fırlanmasını ləngidir.

Burucu momentin izafi işinin qiyməti (L_{iz}) qrafiki olaraq F_1 sahəsinin köməyi ilə təyin edilir:

$$L_{iz} = F_1 M_M M_\varphi, \quad (9.3)$$

burada: $F_1 - M_{b.or}$ xətti üzərindəki sahə $[mm^2]$;

M_M – burucu momentin miqyası $\left[\frac{Nm}{mm} \right]$;

$M_\varphi = \frac{4\pi}{i \cdot ac} \left[\frac{rad}{mm} \right]$ – dirsəkli valın dönmə bucağının miqyası (i – silindrlərin

sayı, ac – burucu momentin bir dəyişmə perioduna uyğun gələn məsafədir).

İzafi işi (9.2) tənliyindən analitik üsulla tapa bilərik:

$$L_{iz} = \frac{J_0}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = J_0 \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} (\omega_{max} - \omega_{min}). \quad (9.4)$$

$M_{b.or.} > M_{muq.}$ olduqda $\frac{d\omega}{dt} > 0$ olar, yəni dirsəkli valın bucaq təcili müsbət olar və

onun bucaq sürəti artır. $M_{b.or.} < M_{muq.}$ olduqda $\frac{d\omega}{dt} < 0$ olar, yəni əksinə dirsəkli valın

bucaq sürəti azalar. $M_{b.or.} = M_{muq.}$ olduqda isə (9.2) tənliyi aşağıdakı şəkllə düşər:

$$\frac{J_0 d\omega}{dt} = 0.$$

Bu halda $\frac{d\omega}{dt} = 0$, dirsəkli valın bucaq sürəti $\omega = \omega_{max}$ və ya $\omega = \omega_{min}$ olar.

Mühərrikin qərarlaşmış iş rejimində dirsəkli valın fırlanma müntəzəmliyi fırlanmanın qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi ilə xarakterizə edilir:

$$\delta = \frac{(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{or.}}. \quad (9.5)$$

Əgər dirsəkli valın orta bucaq sürəti

$$\omega_{or.} = \omega = \frac{(\omega_{max} + \omega_{min})}{2} \left[\frac{rad}{san} \right]$$

olarsa, onda (9.4) tənliyini aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$L_{izafi} = \delta \cdot J_0 \cdot \omega^2.$$

Buradan

$$\delta = \frac{L_{izafi}}{J_0 \omega^2}. \quad (9.6)$$

$\omega_{or.} = \omega = \frac{\pi n}{30}$ olduğu üçün alarıq:

$$\delta = \frac{900 L_{iz}}{J_0 (\pi n)^2}. \quad (9.7)$$

(9.7) tənliyindən aydın olur ki, $L_{iz} = const$ olduqda dirsəkli valın dövrlər sayı və fırlanan hissələrin kütləsindən yaranan ətalət momenti artdıqda fırlanmanın qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi azalır.

Fırlanmanın qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi müxtəlif tip mühərriklər üçün aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

- avtomobil mühərrikləri üçün – $\delta = 0.01 - 0.02$,
- traktor mühərrikləri üçün – $\delta = 0.003 - 0.01$.

9.2 Mühərrikin və nazımçarxın ətalət momentlərinin təyin edilməsi.

Yeni layihə olunan mühərriklər üçün δ -nın qiymətini qəbul edib (9.6) ifadəsindən mühərrikin fırlanan kütlələrinin ətalət momentini tapa bilərik:

$$J_0 = \frac{L_{iz}}{\delta \omega^2} [kq \cdot m^2]. \quad (9.8)$$

Aşağıda bəzi avtomobil və traktor mühərrikləri üçün ətalət momentinin konkret qiymətləri verilmişdir:

Cədvəl 9.1

Mühərrikin markası	MeMZ-965	MZMA-407	M-21	ZİL-130	YAMZ-236	D-35	D-54
Ətalət momenti $J_0 [kq \cdot m^2]$	0.076	0.147	0.274	0.610	2.450	2.260	2.260

Nazımçarxın ətalət momenti mühərrikin ətalət momentinə görə aşağıdakı kimi qəbul edilir:

- avtomobil mühərrikləri üçün – $J_N = (0.8 - 0.9) J_0$,
- traktor mühərrikləri üçün – $J_N = (0.75 - 0.9) J_0$.

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərrikin burucu momentinin qeyri-müntəzəmlik əmsalı hansı ifadə ilə təyin edilir?

2. İndikator burucu momentin tarazlıq şərti hansı ifadə ilə təyin olunur?

3. Burucu momentin izafi işinin qiyməti (L_{iz}) qrafiki olaraq necə təyin edilir?

4. Burucu momentin izafi işinin qiyməti (L_{iz}) analitik üsul ilə necə təyin edilir?

5. Dirsəkli valın fırlanmasının qeyri-müntəzəmlik dərəcəsi hansı ifadə ilə təyin edilir?

6. Mühərrikin və nazımçarxın ətalət momentləri hansı ifadə ilə təyin edilir?

MÜHAZİRƏ 10

10.1 Nazımçarxın hesabı.

Nazımçarxın vəzifəsi mühərrikin dirsəkli valının fırlanma müntəzəmliyini, eləcə də avtomobil və ya traktorun yerindən tərpənməsi üçün lazımi şəraitin yaradılmasını təmin etməkdir.

Avtomobil mühərrikləri tam yükləndən xeyli aşağı yük rejimlərində işlədiyindən avtomobilin yerindən tərpənməsi nisbətən asan olduğuna görə onların nazımçarxları, bir qayda olaraq, minimal ölçülərlə hazırlanır.

Traktor mühərriklərində isə nazımçarxın kinetik enerjisi traktorun yerindən tərpənməsi ilə yanaşı, həm də qısa müddətli artıq yüklənmələrin dəf olunmasını təmin etməlidir. Ona görə də traktor mühərriklərinin nazımçarxları avtomobil mühərriklərinin nazımçarxlarına nəzərən daha böyük kütləyə və ölçülərə malik olur.

Nazımçarxın hesabı dedikdə nazımçarxın ətalət momentinin təyin olunmuş qiymətinə əsasən onun əsas ölçülərinin, kütləsinin və xarici diametrindəki çevrəvi sürətin təyin olunması başa düşülür.

Nazımçarxın max (dövrü) momentini aşağıdakı düsturla ifadə edilir:

$$m_N \cdot D_{or}^2 = 4J_N, \quad (10.1)$$

burada m_N – nazımçarxın kütləsi [kq]; D_{or} – nazımçarxın orta diametridir [m].

Nazımçarxın dövrü (max) momentinin qiymətinə görə, başlıca olaraq konstruktiv mülahizələrə əsaslanaraq onun əsas ölçüləri seçilir. Məsələn, nazımçarxın diametri mühərrikin həcmi ölçüləri, ilişmə muftası mexanizminin yerləşməsi və s. nəzərə alınmaqla qəbul olunur. Təxmini hesablamalar üçün $D_{or} = (2 \div 3)S$ qəbul etmək olar (burada S porşenin gedişidir [m]). Bundan sonra (10.1) ifadəsindən nazımçarxın kütləsi tapılır:

$$m_N = \frac{4J_N}{D_{or}^2} [kq]. \quad (10.2)$$

Möhkəmlik şərtlərinə görə nazımçarxın xarici diametri (D_N) elə olmalıdır ki, çevrəvi sürət buraxıla bilən hədlərdə alınsın.

Nazımçarxın xarici diametrindəki çevrəvi sürət aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$v_N = \frac{\pi D_N n}{60} \left[\frac{m}{san} \right], \quad (10.3)$$

burada n – mühərrikin dövrlər sayıdır [san^{-1}].

Müxtəlif materialdan olan nazımçarxlar üçün çevrəvi sürət aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

$$\text{-çuqun nazımçarxlar üçün} - v_N \leq 80 \div 120 \frac{m}{san}$$

$$\text{-polad nazımçarxlar üçün} - v_N \leq 100 \div 180 \frac{m}{san}.$$

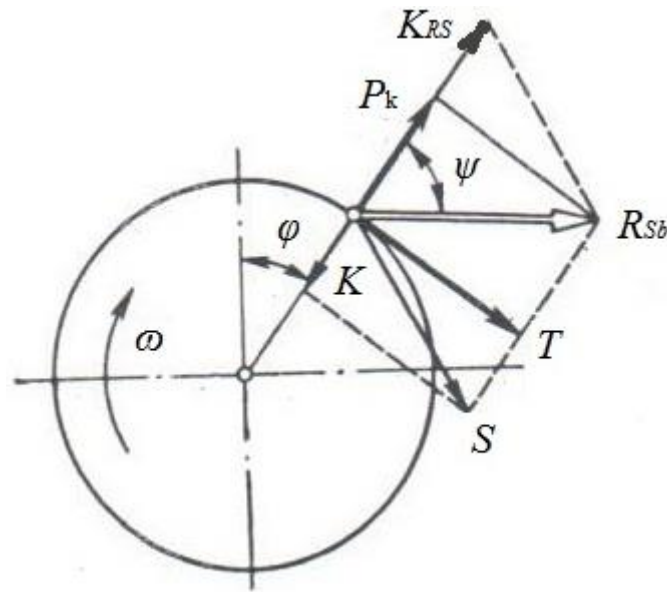
10.2 Dirsəkli valın şatun boynuna təsir edən qüvvələrin polyar diaqramının qurulması.

Sıravi və V-şəkilli mühərriklərin şatun boynuna təsir edən cəm qüvvə analitik və ya qrafiki üsulla təyin edilir.

Sıravi mühərriklərdə dirsəkli valın şatun boynuna təsir edən cəm qüvvə analitik üsulla aşağıdakı düsturla təyin edilir (şəkil 10.1):

$$R_{sb} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \quad (10.3)$$

burada $P_K = K + K_{RS}$ – dirsək boyunca (dirsəyin radiusu üzrə) şatun boynuna təsir edən cəm qüvvədir [N].



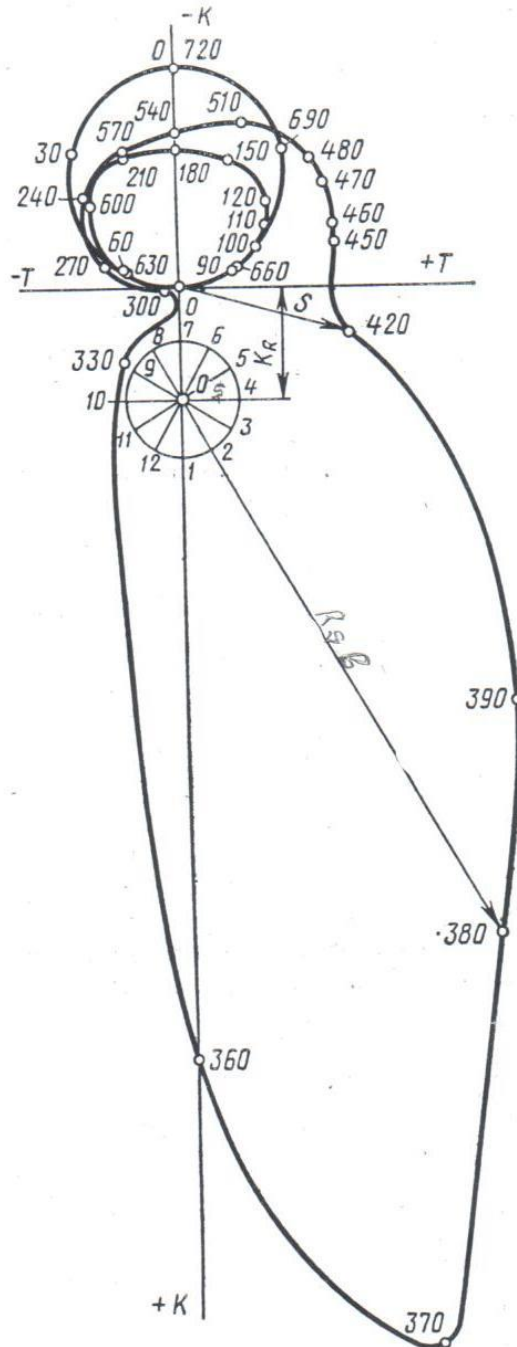
Şəkil 10.1. Dirsəkli valın şatun boynuna təsir edən qüvvələr sxemi.

R_{sb} cəm qüvvəsinin istiqaməti ψ bucağı vasitəsi ilə dirsəkli valın vəziyyətinə görə təyin edilir. ψ — R_{sb} ilə dirsəyin oxu arasındakı bucaqdır. ψ bucağı aşağıdakı kimi təyin edilir:

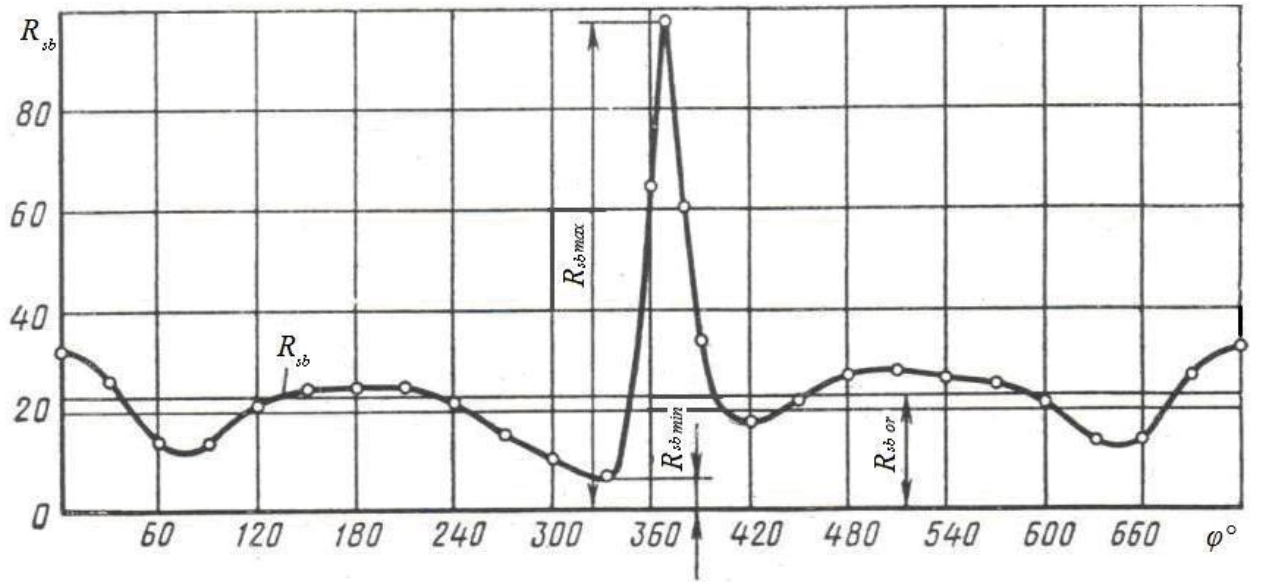
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{T}{P_K}. \quad (10.4)$$

R_{sb} qüvvəsini qrafiki üsulla təyin etmək üçün əvvəlcə T və K qüvvə vektorlarını qrafiki toplamaqla şatun boynuna təsir edən S qüvvəsinin polyar diaqramı qurulur. Bu zaman həmin diaqramın qütbü olan O mərkəzindən absis oxu üzrə sağ tərəfə “ $+T$ ”, ordinat oxu ilə yuxarı tərəfə isə “ $-K$ ” qeyd edilir (şəkil 10.2). S qüvvəsi T və K qüvvələrinin həndəsi cəmi kimi təyin olunur. Daha doğrusu diaqramın üzərində hər hansı bir bucağa (məsələn, 420° -yə) uyğun gələn nöqtə O koordinat başlanğıcı ilə birləşdirilsə alınan vektorun uzunluğu qüvvə miqyası ilə S qüvvəsinin qiymətini verməlidir. Lakin şəkl.10.1-dən göründüyü kimi şatun boynuna təsir edən cəm qüvvə (R_{sb}) S və K_{RS} qüvvələrinin əvəzləyicisinə bərabərdir. Ona görə də polyar diaqramın O koordinat

başlanğıcı ordinat oxu üzrə K_{RS} qüvvəsinə uyğun gələn məsafə qədər $\left(OO_s = \frac{K_{RS}}{M_T} \right)$ aşağıya doğru O_s mərkəzinə sürüşdürülür. Belə ki, yeni O_s mərkəzi diaqramın üzərində hər hansı bir bucağa (məsələn, 380° -yə) uyğun gələn nöqtə ilə birləşdirilsə alınan vektorun uzunluğu qüvvə miqyası ilə R_{sb} qüvvəsinin qiymətinə bərabər olacaqdır. Bu yolla dirsəkli valın müxtəlif dönmə bucaqları (φ) üçün şatun boynuna təsir edən cəm qüvvənin (R_{sb}) qiymətləri təyin edilir və bu qiymətlərə görə düzbucaqlı koordinat sistemində R_{sb} qüvvəsinin φ -dən asılı açıq diaqramı qurulur (şəkil 10.3).



Şəkil 10.2. Dirsəkli valın şatun boynunun yüklənməsinin polyar diaqramı.



Şəkil 10.3. Düzbucaqlı koordinat sistemində dirsəkli valın şatun boynuna düşən yük diaqramı.

R_{sb} qüvvəsinin açıq diaqramına əsasən onun orta qiyməti təyin edilir:

$$R_{sb} = \frac{M_T \cdot F}{OB} \text{ [kN]}, \quad (10.5)$$

burada: F – R_{sb} əyrisi ilə absis oxu arasında qalan sahə [mm^2]; OB – diaqramın absis oxu üzərində $0 \div 720^\circ$ intervalına uğun gələn məsafədir [mm]; M_T – qüvvə miqyasıdır $\left[\frac{kN}{mm} \right]$.

YOXLAMA SUALLAR

1. Nazimçarxın dövrü momenti, kütləsi, xarici diametrindəki çevrəvi sürəti hansı ifadə ilə təyin edilir?
2. Sırası müəhərriklərdə dirsəkli valın şatun boynuna təsir edən cəm qüvvə hansı ifadə ilə təyin edilir?
3. R_{sb} cəm qüvvəsinin istiqaməti hansı ifadə ilə təyin edilir?
4. Dirsəkli valın şatun boynunun yüklənməsinin polyar diaqramının qurulma ardıcılığı necə yerinə yetirilir?
5. R_{sb} qüvvəsinin açıq diaqramına əsasən onun orta qiyməti hansı ifadə ilə təyin edilir?

MÜHAZİRƏ 11

11.1 Dirsəkli valın şatun boynunda yaranan xüsusi təzyiqin təyini.

Şatun boynunun işçi səthində yaranan xüsusi təzyiqin qiyməti orada yerləşdirilən yastığın iş şəraitini və uzunömürlülüynü müəyyən edir. Yastıq işləyən zaman işçi səthindəki yağ qatının sıxışdırılaraq çıxarılmasına, antifriksion materialın dağılmasına və valın boynunun vaxtından qabaq sürətlə yeyilməsinə yol verilməməlidir. Şatun boynunun hesabı boyunda təsir edən əvəzləyici qüvvənin orta və maksimum qiymətlərinə görə aparılır. Bu qiymətlər ($R_{sb\max}$ və $R_{sb.or}$) düzbucaqlı koordinat sistemində dirsəkli valın şatun boynuna düşən yük diaqramına (şəkil 10.3) görə təyin edilir.

Şatun boynunun işçi səthində yaranan xüsusi təzyiqlərin orta ($K_{sb.or}$) və maksimum ($K_{sb.\max}$) qiymətləri aşağıdakı düsturlarla təyin edilir:

$$K_{sb.or} = \frac{R_{sb.or}}{d_{sb} \cdot l'_{sb}}, MPa$$

$$K_{sb\max} = \frac{R_{sb\max}}{d_{sb} \cdot l'_{sb}}, MPa$$

burada $R_{sb.or}$ və $R_{sb\max}$ – uyğun olaraq, şatun boynunda təsir edən əvəzləyici qüvvənin orta və maksimum qiymətləri, MN-la; d_{sb} – şatun boynunun diametri, m-lə; l'_{sb} – şatun boynunun işçi diametri, m-lə.

Müxtəlif tip mühərriklər üçün şatun boynunun işçi səthində yaranan xüsusi təzyiqin orta və maksimum qiymətləri aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

-qılıcımla alışdırılmalı mühərriklər üçün

$$K_{sb.or} = 4 \div 12 \text{ MPa},$$

$$K_{sb.\max} = 7 \div 20 \text{ MPa},$$

-dizel mühərrikləri üçün

$$K_{sb.or} = 6 \div 16 \text{ MPa},$$

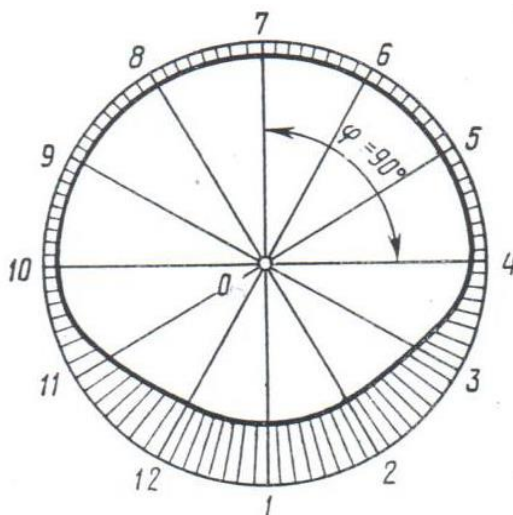
$$K_{sb.\max} = 20 \div 42 \text{ MPa}.$$

11.2. Dirsəkli valın şatun boynu üçün şərti yeyilmə diaqramının qurulması və yağ deşiyinin yerinin tapılması.

Dirsəkli valın şatun boynunun yüklənməsinin polyar diaqramına görə onun şərti yeyilmə diaqramını qurmaq olar. Bu diaqram şatun boynunda yağ kanalının dəqiq yerini, boyunun maksimum və minimum yüklənmə sahələrini təyin etmək üçün lazımdır. Şatun boynu üçün şərti yeyilmə diaqramı aşağıdakı ardıcılıqla qurulur.

Qəbul olunmuş miqyasa görə şatun boynunu təsvir edən çevrə çəkilir. Bu çevrə O_s1 , O_s2 və sairə şüalarla 12 və ya 18 bərabər hissələrə bölünür (şəkil 11.1).

c) qüvvə ən az təsir edən hissədə, daha doğrusu, boyunun minimum yükləndiyi sahədə (şəkildə $\varphi_v = 90^\circ$ -də) yağ kanalının oxunun yeri qəbul olunur.



Hər bir şüa istiqamətində təsir edən əvəzləyici qüvvəni təyin etmək üçün aşağıdakı cədvəldən istifadə etmək daha məqsədəuyğundur.

Cədvəl 11.1

$R_{s.b.i}$	Şüalar üçün $R_{s.b.i}$, kN qiymətləri											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{s.b0}$												
$R_{s.b30}$												
$R_{s.b60}$												
$R_{s.b90}$												
$R_{s.b120}$												
$R_{s.b150}$												
$R_{s.b180}$												
$R_{s.b210}$												
$R_{s.b240}$												
$R_{s.b270}$												
$R_{s.b300}$												
$R_{s.b330}$												
$R_{s.b360}$												
$R_{s.b390}$												
$R_{s.b420}$												
$R_{s.b450}$												
$R_{s.b480}$												
$R_{s.b510}$												
$R_{s.b540}$												
$R_{s.b570}$												
$R_{s.b600}$												
$R_{s.b630}$												
$R_{s.b660}$												
$R_{s.b690}$												
$R_{s.b.i}$												

YOXLAMA SUALLAR

MÜHAZİRƏ 12

12.1. Mühərriklərin tarazlaşdırılması. Tarazlaşmayan qüvvə və momentlər. Tarazlaşdırma şərtləri.

Dirsək-şatun mexanizminə təsir edən qüvvə və momentlər arasıkəsilmədən dəyişir. Əgər onlar tarazlaşdırılmırsa bu, mühərrikin titrəməsinə və rəqsinə səbəb olur ki, o da, öz növbəsində, avtomobilin gövdəsinə verilir.

Tarazlaşmayan qüvvə və momentlərə aşağıdakılar aiddir:

- a) irəliləmə hərəkəti edən kütlələrdən yaranan ətalət qüvvələri ($P_j = P_{ji} + P_{jII}$) və fırlanma hərəkəti edən kütlələrdən yaranan mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri (K_R),
- b) çoxsilindrlı mühərriklərdə ayrı-ayrı silindrlərdə tarazlaşdırılmayan (P_j) və (K_R) qüvvələrindən yaranan ($M_j = M_{ji} + M_{jII}$) və (M_R) momentləri;
- c) mühərrikin dayaqlarına təsir edən burucu moment (M_b) və qiymətcə ona bərabər, istiqamətcə isə onun əksinə yönələn reaktiv moment (M_r).

Mühərrikin dayaqlarına təsir edən qüvvə və momentlər hər hansı bir qərarlaşmış iş rejimində qiymət və istiqamətcə sabitdirsə, onda mühərrik tam tarazlaşdırılmış hesab olunur. Lakin porşenli mühərriklər tam tarazlaşmır. Belə ki, dirsəkli valda təsir edən burucu moment (M_b) dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq periodik dəyişdiyindən reaktiv moment (M_{as}) də həmişə dəyişəndir.

İstənilən sayda silindrləri olan mühərrikin tam tarazlaşdırılması şərtlərini aşağıdakı kimi yazmaq qəbul olunmuşdur:

a) birinci tərtib ətalət qüvvələrinin və onların yaratdığı momentlərin cəmi sıfıra bərabərdir: $\sum P_{ji} = 0$ və $\sum M_{ji} = 0$,

b) ikinci tərtib ətalət qüvvələrinin və onların yaratdığı momentlərin cəmi sıfıra bərabərdir: $\sum P_{jII} = 0$ və $\sum M_{jII} = 0$,

c) mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin və onların yaratdığı momentlərin cəmi sıfıra bərabərdir: $\sum K_R = 0$ və $\sum M_R = 0$.

Birinci və ikinci tərtib ətalət qüvvələrinin tarazlaşdırılması silindrlərin sayının seçilməsi, onların yerləşməsi və dirsəkli valın uyğun sxeminin qəbul olunması ilə aparıla bilər. Məsələn, altı və səkkiz silindrlı sırayı mühərriklərdə I və II tərtib ətalət qüvvələri və onların yaratdığı momentlər tamamilə tarazlaşdırılmışdır.

Əgər yuxarıda göstərilən qayda ilə mühərrikin tarazlaşdırılması mümkün olmazsa, onda dirsəkli valla mexaniki əlaqədə olan əlavə (köməkçi) vallarda yerləşdirilən əks yüklərdən istifadə edilir. Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrini, praktiki olaraq, istənilən sayda silindrləri olan mühərrikin dirsəkli valı üzərində yerləşdirilən əks yüklər vasitəsi ilə həmişə tarazlaşdırmaq mümkündür.

Sırayı mühərriklərdə birinci və ikinci tərtib ətalət qüvvələrini dirsəkli val üzərində yerləşdirilən əks yüklərin köməyi ilə tarazlaşdırmaq mümkün deyildir. Belə ki, bu halda əks yüklərin müvafiq kütlələrini seçməklə birinci tərtib ətalət qüvvəsinin təsirini qismən bir müstəvidən başqa müstəviyə keçirmək olar ki, bu da öz növbəsində mühərrikin bir müstəvidəki maksimal qeyri-tarazlığının müəyyən qədər azalmasına səbəb olacaqdır.

Çoxsilindrlı mühərriklərin əksəriyyətində silindrlərin sayının seçilməsi və dirsəkli valın uyğun sxeminin qəbul olunması ilə ətalət qüvvələri əks yüklər yerləşdirilmədən də tarazlaşdırıla bilər. Lakin bu halda belə, dirsəkli valın dayaq boyunlarına düşən yükün azaldılması və bərabər paylanması, eləcə də dirsəkli valı əyən momentlərin kiçildilməsi üçün əks yüklərdən istifadə olunur.

Mühərriklərdə nəzərdə tutulan tarazlığı almaq üçün aşağıdakı konstruktiv tədbirlərə əməl edilməlidir:

1) eyni mühərrikdə qoyulan porşen dəstlərinin kütlələri, müəyyən müsaidə ilə, bir-birinə bərabər olmalıdır,

2) eyni mühərrikə qoyulan şatunların kütlələri və onların ağırlıq mərkəzləri eyni olmalıdır,

3) dirsəkli val statik və dinamik tarazlaşdırılmalıdır,

4) mühərrikin bütün silindrlərində eyni doldurma əmsalı olmalıdır,

5) bütün silindrlərdə sıxma dərəcəsinin qiymətləri eyni olmalıdır,

6) qığılcımla alışdırılmalı mühərriklərdə qığılcımın, dizellərdə isə yanacağıın verilməsi anı eyni olmalıdır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Mühərriklərin tarazlaşdırılması nə üçündür?
2. Tarazlaşmayan qüvvə və momentlər hansılardır?
3. Mühərrikin tam tarazlaşdırılması şərtləri hansılardır?
4. Mühərriklərdə nəzərdə tutulan tarazlığı almaq üçün hansı konstruktiv tədbirlərə əməl edilməlidir?

MÜHAZİRƏ 13

13.1 Birsilindrli mühərriklərin tarazlaşdırılması.

Birsilindrli mühərriklər üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\sum P_{jI} = -m_j \omega^2 R \cos \varphi \neq 0,$$

$$\sum P_{jII} = -m_j \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi \neq 0,$$

$$\sum K_R = -m_j \omega^2 R \neq 0,$$

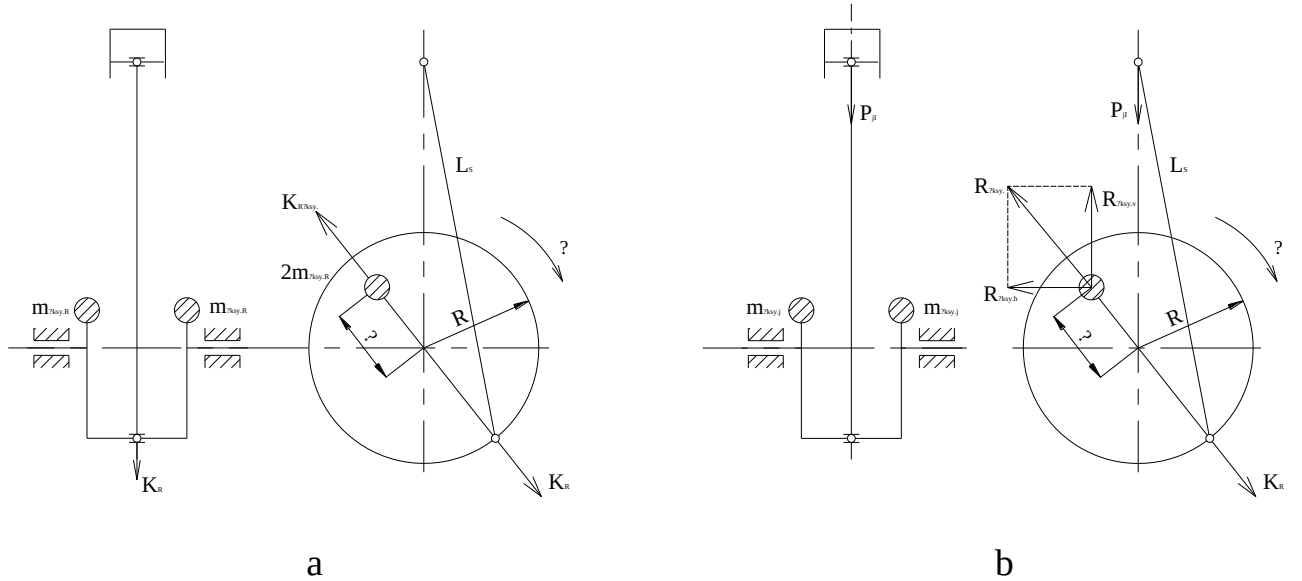
$$\sum M_{jI} = 0,$$

$$\sum M_{jII} = 0,$$

$$\sum M_R = 0.$$

Tarazlaşdırılma şərtindən göründüyü kimi birsilindrli mühərriklərdə birinci və ikinci tərtib, eləcə də mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri tarazlaşmamış, onların yaratdığı momentlərin cəmi isə sıfıra bərabər olduğu üçün onlar tamamilə tarazlaşmışdır.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsini (K_R) tarazlaşdırmaq üçün ağırlıq mərkəzləri dirsəkli valın oxundan ρ məsafəsində olan və yanaqların uzantısında yerləşdirilən iki ədəd eyni əksyükdən istifadə olunur (şəkil 13.1, a).



Şəkil 13.1. Birsilindrli mühərrikdə təsir edən qüvvələrin tarazlaşdırılması sxemi: a-fırılanan kütlələrin mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsini K_R tarazlaşdırılması sxemi, b-birinci tərtib ətalət qüvvəsinin P_{jI} təsirinin şaquli müstəvidən üfüqi müstəviyə köçürülməsi.

Bu əksyüklərin kütləsi aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$2m_{eR} \omega^2 \rho = m_R \omega^2 R,$$

$$m_{eR} = \frac{m_R \omega^2 R}{2\omega^2 \rho},$$

$$m_{eR} = \frac{m_R R}{2\rho}. \quad (13.1)$$

Konstruksiyanı mürəkkəbləşdirməmək üçün birsilindrlı mühərrikdə ikinci tərtib ətalət qüvvəsi tarazlaşdırılır.

Birinci tərtib ətalət qüvvəsinin bir hissəsini isə (adətən, $0.5 \cdot P_{jl}$) əksyüklər qoymaqla, şaquli müstəvidən üfüqi müstəviyə köçürürlər (şəkil 13.1, b).

Şəkildən göründüyü kimi, şaquli R_{ev} qüvvəsi P_{jl} -i azaldır, ancaq mühərrikdə əlavə olaraq üfüqi R_{eh} qüvvəsi yaranır. Əksyüklərin kütləsi:

$$2m_{eksy} = \frac{0.5m_j R}{\rho}, \quad (13.2)$$

$$m_{eksy} = \frac{0.5m_j R}{2\rho}. \quad (13.3)$$

Beləliklə, birsilindrlı mühərrikdə əks yüklərin ümumi kütləsi:

$$m_{eksy} = m_{eR} + m_{ej} = \frac{R(m_R + 0.5m_j)}{2\rho}. \quad (13.4)$$

Birsilindrlı mühərrikdə birinci və ikinci tərtib ətalət qüvvələrini tamamilə tarazlaşdırmaq üçün “Lançester” üsulu da tətbiq edilir (şəkil 13.2). Bu zaman 4 ədəd əlavə (köməkçi) valdan istifadə olunur. Dövrələr sayı dirsəkli valın dövrələr sayına bərabər olan 2 ədəd val üzərində əks yüklər yerləşdirməklə I tərtib, dövrələr sayı dirsəkli valın dövrələr sayından iki dəfə çox olan 2 ədəd val üzərində əks yüklər yerləşdirməklə isə II tərtib ətalət qüvvəsi tarazlaşdırılır.

Şəkil 13.2-də birsilindrlı mühərrikin “Lançester” üsulu ilə tarazlaşdırılmasının prinsipial sxemi göstərilmişdir.

Bu sxemdən göründüyü kimi mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsini K_R tarazlaşdırılması burada da əvvəlki qayda ilə aparılır.

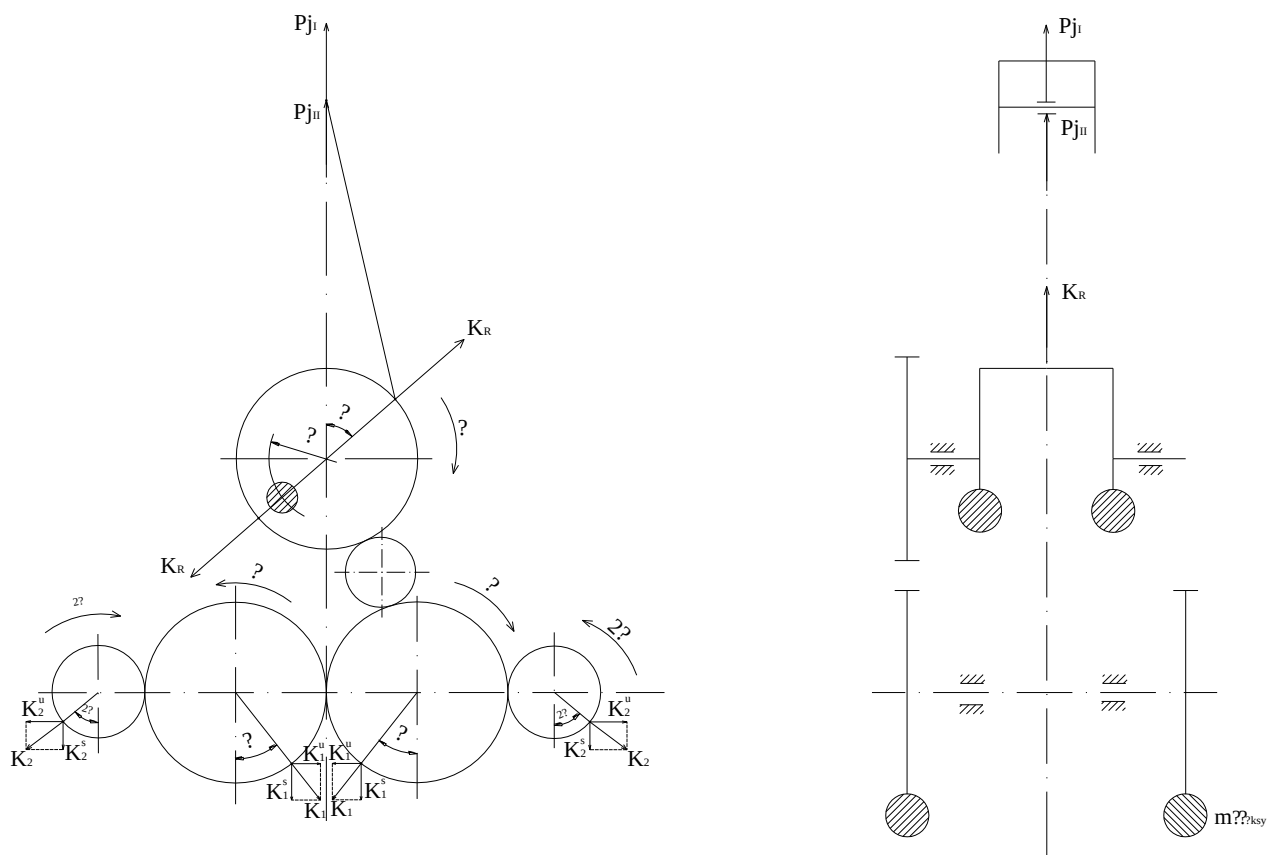
P_{jl} -i tarazlaşdırmaq üçün tələb olunan kütlənin qiyməti aşağıdakı bərabərlikdən tapılır:

$$4K_1^s = P_{jl}, \quad (13.5)$$

burada K_1^s – əksyükdən yaranan ətalət qüvvəsinin şaquli müstəvi üzərindəki toplananıdır. Şəkil 13.3-dən göründüyü kimi əks yükdən yaranan ətalət qüvvələrinin üfüqi müstəvi üzərindəki toplananları bir-birini yox edir.

$$\cos \varphi \cdot 4m'_{eksy} \cdot \omega^2 \cdot \rho = m_j \omega^2 R \cos \varphi$$

$$m'_{eksy} = \frac{m_j R}{4\rho}. \quad (13.6)$$



Şəkil 13.2. Birsilindrlı mühərrikdə birinci və ikinci tərtib ətalət qüvvələrinin tarazlaşdırılması.

P_{jII} -ni tarazlaşdıran kütlələr şaquli müstəviyə görə 2φ bucağı altında yerləşdirilir. Burada da əks yükdən yaranan ətalət qüvvələrinin üfüqi müstəvi üzərindəki toplananları bir-birini yox edir. Şaquli toplananların cəminin P_{jII} -yə bərabərlik şərtindən tələb olunan kütlənin qiyməti hesablanır:

$$4K_1^s = P_{jII}, \quad (13.7)$$

$$4m_{eks}'' \cdot (2\omega)^2 \cdot \rho \cdot \cos 2\varphi = m_j \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi,$$

$$m_{eks}'' = \frac{m_j \lambda R}{16\rho}. \quad (13.8)$$

YOXLAMA SUALLAR

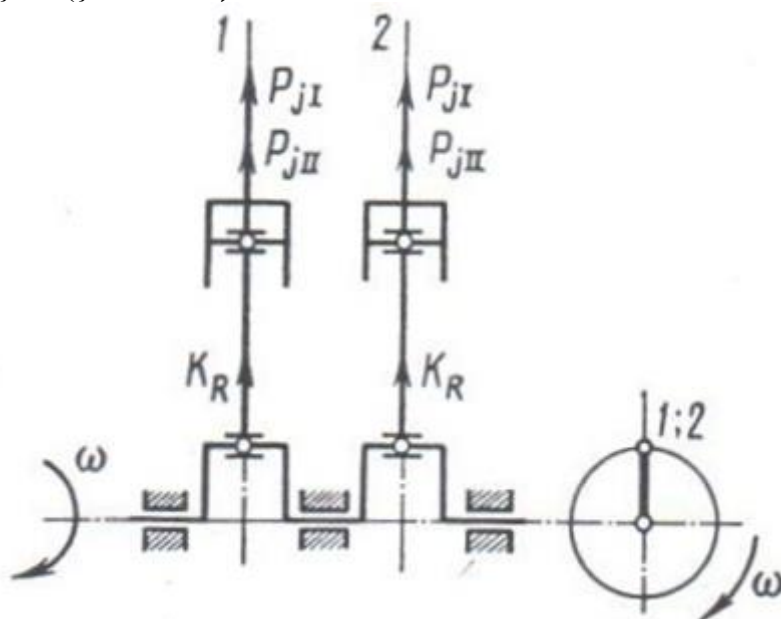
1. Birsilindrlı mühərriklər üçün tarazlaşdırılma şərtləri hansılardır?
2. Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsini (K_R) tarazlaşdırmaq üçün yerləşdirilən əksyükün kütləsi necə təyin olunur?
3. Birinci tərtib ətalət qüvvəsini P_{jI} tarazlaşdırmaq üçün yerləşdirilən əksyükün kütləsi necə təyin olunur?
4. İkinci tərtib ətalət qüvvəsini P_{jII} tarazlaşdırmaq üçün yerləşdirilən əksyükün kütləsi necə təyin olunur?

MÜHAZİRƏ 14

14.1 İkisilindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılması.

İkisilindrlı mühərriklərin dirsək-şatun mexanizminin ən çox istifadə olunan iki sxeminə baxaq.

I sxem. Dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 0° və mühərrikin iş qaydası 1-2 olub, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı 360° -yə bərabərdir. Bu sxemdə dirsəkli valın dirsəkləri hər ikisi eyni bir tərəfə yönəlmişdir, yəni, dirsəkli valın oxuna nəzərən eyni bir tərəfdə yerləşmişdir (şəkil 14.1).



Şəkil 14.1 Dirsəkli valın dirsəkləri hər ikisi eyni bir tərəfə yönəlmiş (dirsəklər arasındakı bucaq 0° olan) ikisilindrlı mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\sum P_{jI} = 2P_{jI} = -2m_j \omega^2 R \cos \varphi \neq 0,$$

$$\sum P_{jII} = 2P_{jII} = -2m_j \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi \neq 0,$$

$$\sum K_R = 2K_R = -2m_R \omega^2 R \neq 0,$$

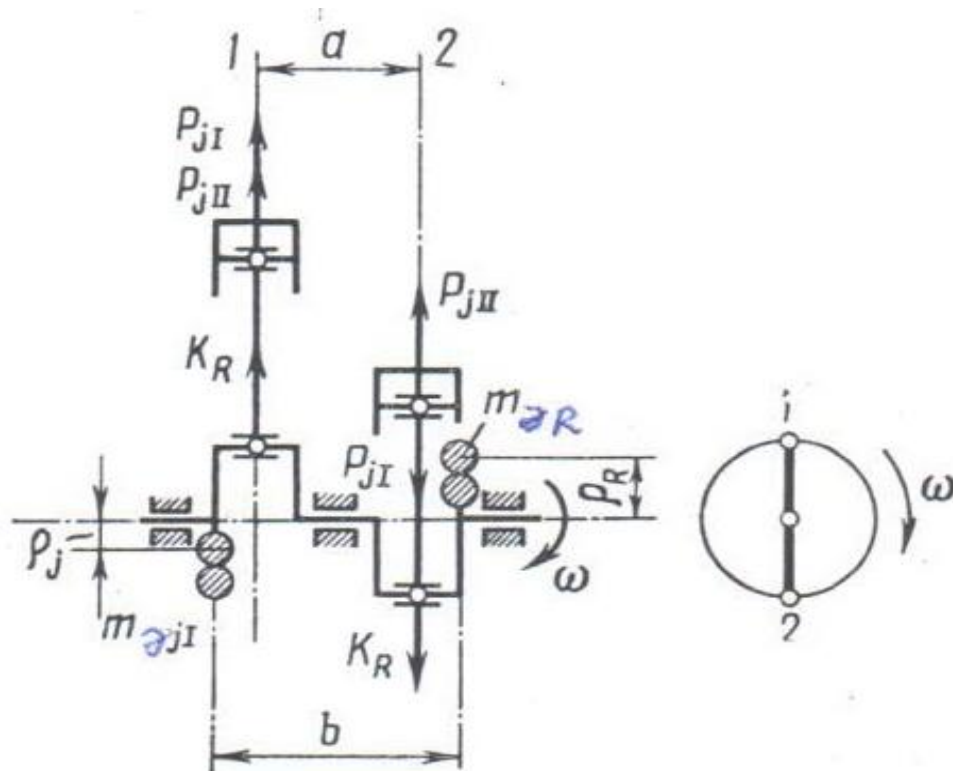
$$\sum M_{jI} = 0,$$

$$\sum M_{jII} = 0,$$

$$\sum M_R = 0.$$

Mərkəzdənqaçma ətalət ($\sum K_R$), birinci və ikinci tərtib ətalət qüvvələrinin ($\sum P_{jI}$ və $\sum P_{jII}$) tarazlaşdırılması birsilindrlı mühərrikdə olduğu kimi həyata keçirilir.

II sxem. Dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 180° və mühərrikin iş qaydası 1 – 2, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı isə qeyri-bərabər olub 180° və 540° -yə bərabərdir. Bu sxemdə dirsəkli valın dirsəkləri müxtəlif tərəflərə yönəlmiş, daha doğrusu, dirsəkli valın oxuna nəzərən müxtəlif tərəflərdə yerləşmişdir (şəkil 14.2).



Şəkil 14.2 Dirsəkli valın dirsəkləri müxtəlif tərəflərə yönəlmiş (dirsəklər arasındakı bucaq 180° olan) ikisilindrlı mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\begin{aligned}\sum P_{jI} &= 0, \\ \sum P_{jII} &= 2P_{jII} = -2m_j\omega^2 R\lambda \cos 2\varphi \neq 0, \\ \sum K_R &= 0, \\ \sum M_{jI} &= aP_{jI} \neq 0, \\ \sum M_{jII} &= 0, \\ \sum M_R &= aK_R \neq 0,\end{aligned}$$

Birinci tərtib ətalət qüvvələrinin yaratdığı momenti ($\sum M_{jI}$), əksyüklər qoymaqla, şaquli müstəvidən üfüqi müstəviyə köçürürlər (şəkil 14.2). Bu əksyüklərin kütləsi aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$m_{ey} = \frac{m_j R a}{\rho_j b}, \quad (14.1)$$

burada: a – silindrlərin oxları arasındakı məsafə; b – isə əksyüklər arasındakı məsafədir.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin təsirindən yaranan moment ($\sum M_R$) kütləsi aşağıdakı ifadə ilə təyin olunan əksyüklər vasitəsi ilə tarazlaşdırılır (şəkil 14.2):

$$m_{eR} = \frac{m_R R a}{\rho_R b} \quad (14.2)$$

$\sum P_{jII}$ qüvvələrinin tarazlaşdırılması birsilindrlı mühərrikdə olduğu kimi köməkçi valların vasitəsi ilə həyata keçirilə bilər. Lakin mühərrikin konstruksiyasını mürəkkəbləşdirməmək üçün bu qüvvələr sərbəst buraxılır.

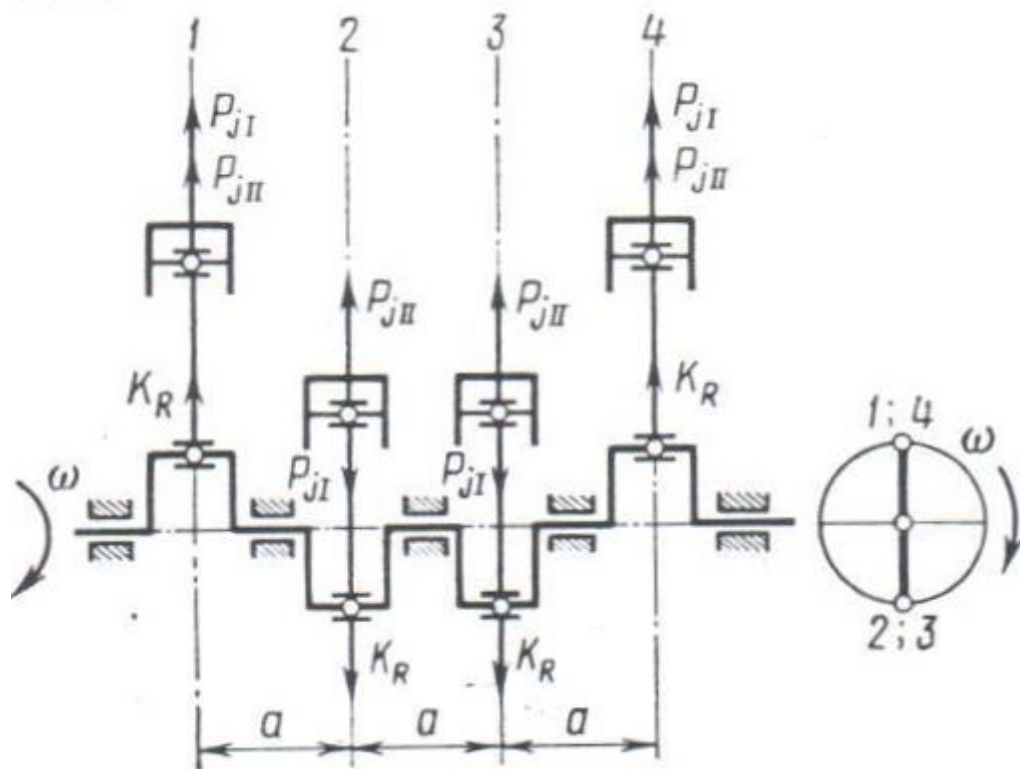
YOXLAMA SUALLAR

1. İki silindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılması hansı sxəmlər üzrə aparılır?
2. İkisilindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılmasının I sxemində qüvvə və momentlərin tarazlığı necə aparılır?
3. İkisilindrlı mühərriklərin tarazlaşdırılmasının II sxemində qüvvə və momentlərin tarazlığı necə aparılır?
4. Birinci tərtib ətalət qüvvəsi və mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin təsirindən yaranan momenti tarazlaşdırmaq üçün olan əksyüklərin kütlələri necə təyin edilir?

MÜHAZİRƏ 15

15.1 Dörsilindrli sırayi mühərriklərin tarazlaşdırılması.

Dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 180° və mühərrikin iş qaydası $1 - 2 - 4 - 3$ və yaxud $1 - 3 - 4 - 2$, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı isə 180° -yə bərabərdir (şəkil 15.1).



Şəkil 15.1 Dörsilindrli sırayi mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

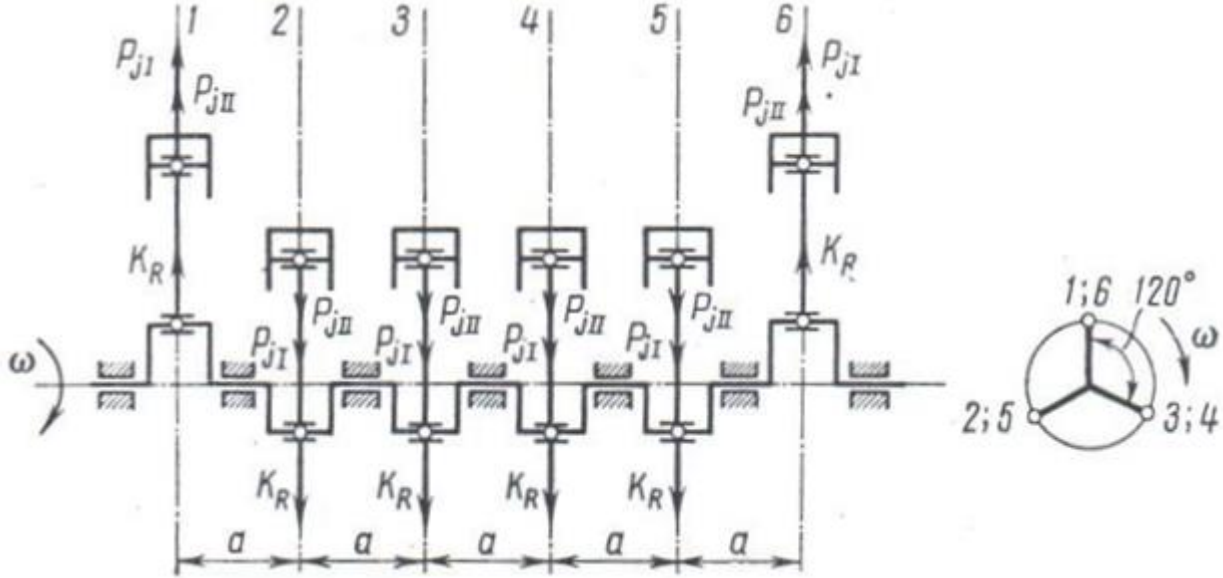
$$\begin{aligned}\sum P_{jI} &= 0, \\ \sum P_{jII} &= 4P_{jII} = -4m_j \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi \neq 0, \\ \sum K_R &= 0, \\ \sum M_{jI} &= 0, \\ \sum M_{jII} &= 0, \\ \sum M_R &= 0.\end{aligned}$$

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin momentləri dirsəkli valın əsas yastıqlarına ötürüldüyündən yanaqlar üzərində əksiyüklər yerləşdirməklə mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin təsiri yerindəcə tarazlaşdırılır.

$\sum P_{jII}$ qüvvələrinin tarazlaşdırılması birsilindrli mühərrikdə olduğu kimi köməkçi valların vasitəsi ilə həyata keçirilə bilər. Lakin mühərrikin konstruksiyasını mürəkkəbləşdirməmək üçün bu qüvvələr sərbəst buraxılır.

15.2 Altısilindrlı sırasıvi mühərriklərin tarazlaşdırılması.

Mühərrikin iş qaydası 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 və yaxud 1 – 4 – 2 – 6 – 3 – 5, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı və dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 120° -dir (şəkil 15.2).



Şəkil 15.2 Altısilindrlı sırasıvi mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\sum P_{JI} = 0,$$

$$\sum P_{JII} = 0$$

$$\sum K_R = 0,$$

$$\sum M_{JI} = 0,$$

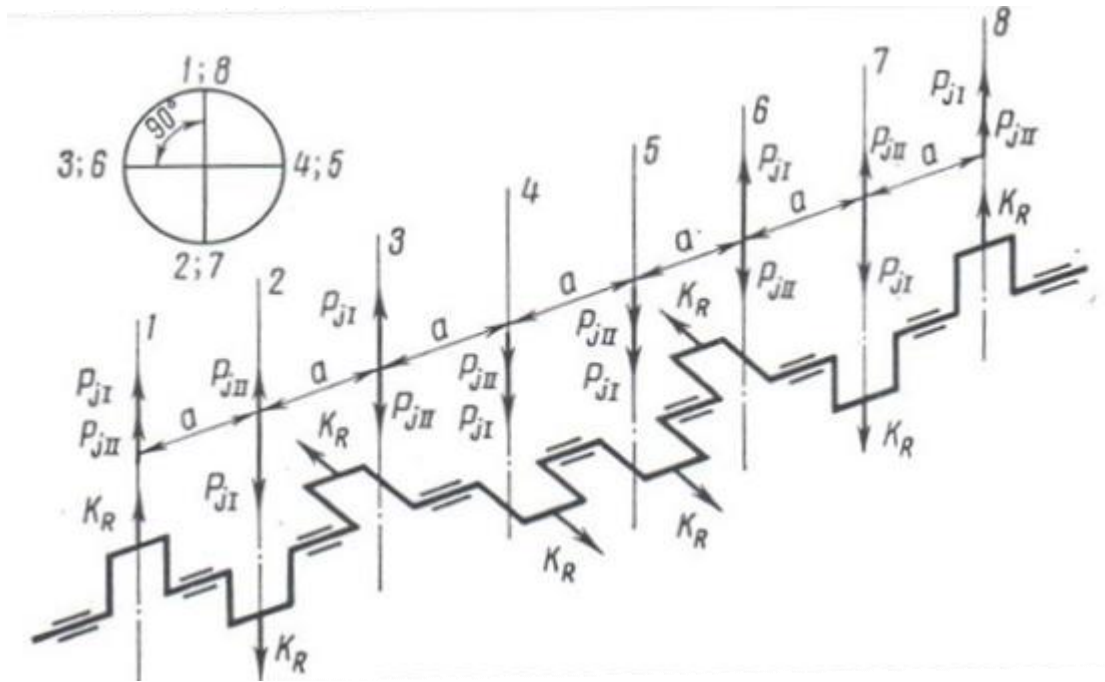
$$\sum M_{JII} = 0,$$

$$\sum M_R = 0.$$

Altısilindrlı sırasıvi mühərriklər yeddi və dörd dayaqlı dirsəkli vala malik olur. Bəzi altısilindrlı sırasıvi mühərriklərdə dirsəkli valın dayaq boyunlarını mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin təsirindən azad etmək məqsədi ilə valın yanaqlarında yerləşdirilən əksyüklərdən istifadə olunur.

15.3 Səkkizsilindrlı sırasıvi mühərriklərin tarazlaşdırılması.

Mühərrikin iş qaydası 1 – 6 – 2 – 5 – 8 – 3 – 7 – 4, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı 90° -dir. Dirsəkli val bir-birinə perpendikulyar olan iki müstəvidə yerləşən 8 ədəd dirsəyə malikdir (şəkil 15.3).



Şəkil 15.3 Səkkizsilindrlı sırayı mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Aşağıdakı tarazlaşdırılma şərtindən görüldüyü kimi bu mühərrik tamamilə tarazlaşmışdır:

$$\sum P_{jI} = 0,$$

$$\sum P_{jII} = 0$$

$$\sum K_R = 0,$$

$$\sum M_{jI} = 0,$$

$$\sum M_{jII} = 0,$$

$$\sum M_R = 0.$$

Bu mühərrikdə də dirsəkli valın dayaq boyunlarını mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrinin təsirindən azad etmək məqsədi ilə valın yanaqlarında yerləşdirilən əksyüklərdən istifadə olunur.

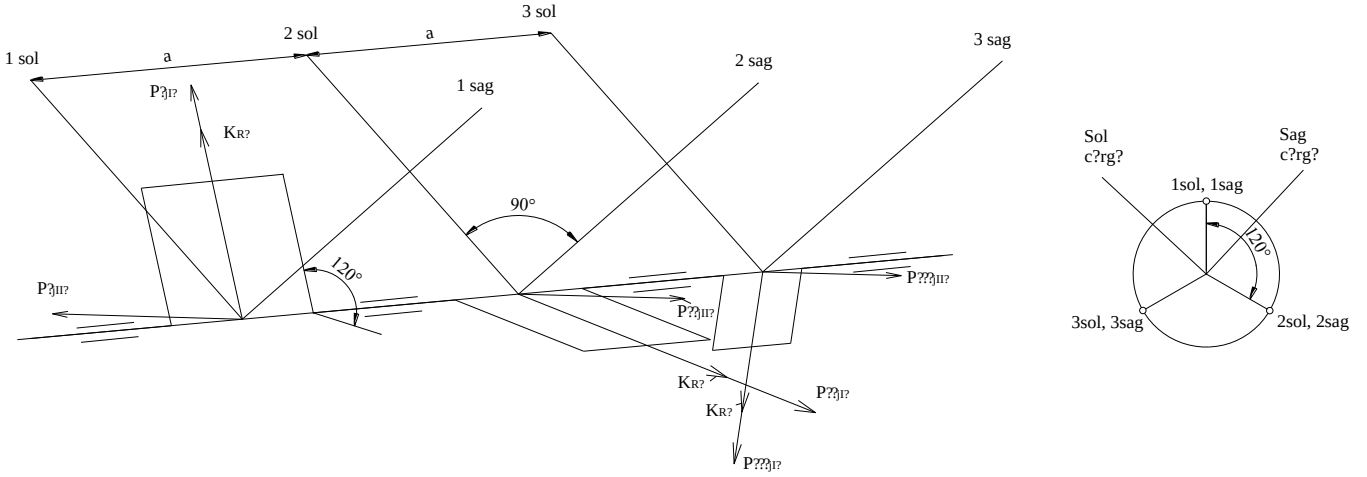
YOXLAMA SUALLAR

1. Dörsilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?
2. Altısilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?
3. Səkkizsilindrlı sırayı mühərriklərin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?

MÜHAZİRƏ 16

16.1. Dördtaktlı, V-şəkilli, altısilindrlü mühərrikin tarazlaşdırılması.

Mühərrikin iş qaydası 1 sol – 1 sağ – 2 sol – 2 sağ – 3 sol – 3 sağ yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı 90° və 150° , dirsəkli valın dirsəkləri arasındakı bucaq 120° -dir (şəkil 16.1).



Şəkil 16.1 Altısilindrlü, V-şəkilli mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\begin{aligned}\sum P_{ji} &= 0, \\ \sum P_{jii} &= P'_{jii} + P''_{jii} + P'''_{jii} = 0, \\ \sum K_R &= 0 \\ \sum M_{ji} &= a \cdot \sqrt{3} \cdot P'_{jii} = 1.732 m_j R \omega^2 \cdot a \neq 0, \\ \sum M_{jii} &= \sqrt{2} \cdot m_j R \omega^2 \lambda a (1.5 \cos 2\varphi + 0.866 \sin 2\varphi) \neq 0, \\ \sum M_R &= a \cdot \sqrt{3} \cdot K_{R\Sigma} = 1.732 (m_d + m_{sd}) R \omega^2 \cdot a \neq 0,\end{aligned}$$

Tarazlaşdırma şərtinə görə aşağıdakı mülahizələri yürütmək olar.

Mühərrikin, özündə iki silindri (sağ və sol) birləşdirən hər bir hissəsi (seksiya) üçün I tərtib ətalət qüvvəsi qiymətcə sabitdir və dirsəyin radiusu boyunca təsir edir. Bütün mühərrik üçün $\sum P_{ji} = 0$. Birinci tərtib ətalət qüvvəsindən yaranan cəm moment, I dirsəyin müstəvisi ilə 30° bucaq təşkil edən müstəvidə təsir edir.

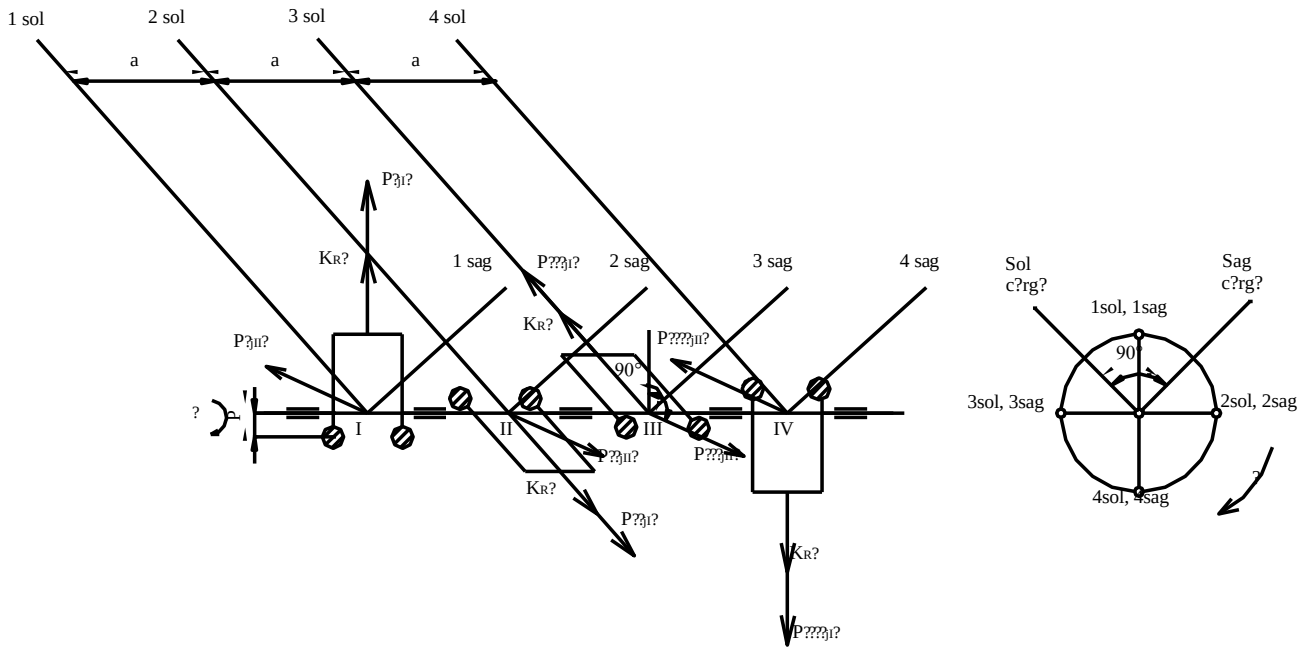
Mühərrikin hər bir hissəsi (seksiya) üçün II tərtib ətalət qüvvəsinin əvəzləyiciləri dirsəkli valın oxuna perpendikulyar olan horizontallar istiqamətində yönəlmişdir (şəkil 16.1). Bu qüvvələrin cəmi 0-a bərabərdir. II tərtib ətalət qüvvələrindən yaranan cəm moment də horizontal müstəvidə təsir edir.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri qarşılıqlı olaraq tarazlaşmışdır. Bu qüvvələrdən yaranan cəm moment $\sum M_{ji}$ ilə eyni bir müstəvidə təsir edir.

$\sum M_{jI}$ və $\sum M_R$ momentlərini tarazlaşdırmaq üçün yanaqların uzantısında yerləşdirilən əksyüklərdən istifadə olunur (şəkil 16.1). $\sum M_{jII}$ momenti isə iki ədəd əlavə valda əksyüklər yerləşdirməklə tarazlaşdırıla bilər.

16.2. Dördtaklı, V-şəkilli, səkkizsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması.

Mühərrikin iş qaydası 1 sol – 1 sağ – 4 sol – 2 sol – 2 sağ – 3 sol – 3 sağ – 4 sağ, yanma prosesləri arasındakı bucaq intervalı 90° , dirsəkli valın dirsəkləri isə qarşılıqlı perpendikulyar olan iki ədəd müstəvi üzərində yerləşirlər (şəkil 16.2).



Şəkil 16.2 Səkkizsilindrlı, V-şəkilli mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\begin{aligned}\sum P_{jI} &= 0, \\ \sum P_{jII} &= 0, \\ \sum K_R &= 0, \\ \sum M_{jI} &= \sqrt{10} \cdot m_j R \omega^2 \cdot a \neq 0, \\ \sum M_{jII} &= 0, \\ \sum M_R &= a \cdot \sqrt{10} \cdot (m_d + m_{sd}) R \omega^2 \neq 0.\end{aligned}$$

Tarazlaşdırma şərtinə görə aşağıdakı mülahizələri yürütmək olar.

Bu mühərrikdə I tərtib ətalət qüvvələri qarşılıqlı olaraq tarazlaşmışdır. Onlardan yaranan cəm burucu moment isə birinci dirsəyin yerləşdiyi müstəvi ilə $18^\circ 26'$ bucaq təşkil edən fırlanan müstəvidə təsir edir.

Mühərrikin hər bir hissəsi (seksiya) üçün II tərtib ətalət qüvvəsinin əvəzləyiciləri dirsəkli valın oxuna perpendikulyar olan horizontallar istiqamətində yönəlmişdir (şəkil

16.2). Bu qüvvələrin cəmi 0-a bərabərdir. II tərtib ətalət qüvvələrindən yaranan cəm moment də 0-a bərabərdir.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələri bütün seksiyalarda eyni olub, cütləşərək müxtəlif tərəflərə yönəldiyindən onların cəmi 0-a bərabərdir. Onlardan yaranan cəm burucu moment $\sum M_{jI}$ momenti ilə eyni bir müstəvidə təsir göstərir.

$\sum M_{jI}$ və $\sum M_R$ momentləri yanaqların uzantısında qoyulan əksyüklərin və ya dirsəkli valın hər iki ucunda $18^\circ 26'$ bucaq altında yerləşdirilən iki ədəd əksyüklərin vasitəsi ilə tarazlaşdırılır (şəkil 16.2). $\sum M_{jII}$ momenti isə iki ədəd əlavə valda əksyüklər yerləşdirməklə tarazlaşdırmaq olar.

Aydınır ki,

$$\sum M_{jI} + \sum M_R = aR\omega^2 \cdot \sqrt{10} \cdot (m_j + m_d + 2m_{sd}).$$

Dirsəkli valın uclarında qoyulan hər bir ümumi əks yükün kütləsi:

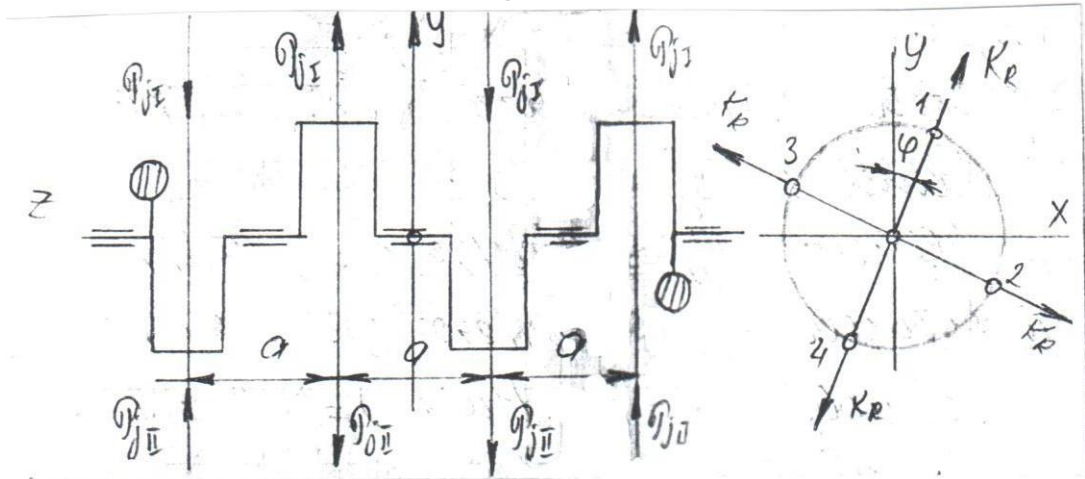
$$m_{ey\Sigma} = aR\sqrt{10} \frac{m_j + m_d + 2m_{sd}}{cb},$$

burada: c – ümumi əksyüklərin ağırlıq mərkəzindən dirsəkli valın oxuna qədər olan məsafə; b – isə əksyüklər arasındakı məsafədir.

16.3. İkitaklı, sırayı, dördsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması.

Bu mühərrikin dirsəkli valının dirsəkləri arasındakı bucaq 90° , mühərrikin iş qaydası isə 1-3-4-2-dir (şəkil 16.3). Eyni taktların əvəz olunma ardıcılığı müntəzəm olub 90° -yə bərabərdir.

Bu mühərrik üçün tarazlaşdırılma şərti aşağıdakı kimi ifadə edilir:



Şəkil 16.3 İkitaklı, dördsilindrlı, sırayı mühərrikdə təsir edən ətalət qüvvələrinin sxemi.

$$\sum P_{jI} = 0,$$

$$\sum P_{jII} = 0,$$

$$\sum K_R = 0,$$

$$\sum M_{jI} = 3m_j R \omega^2 a (3 \cos \varphi - \sin \varphi) \neq 0,$$

$$\sum M_{jII} = 0,$$

$$\sum M_R = \sqrt{10} \cdot m_R R \omega^2 a \neq 0.$$

I tərtib ətalət qüvvələrini tarazlaşdırmaq üçün dövrlər sayı dirsəkli valın dövrlər sayına bərabər olan 2 ədəd val üzərində əks yüklər yerləşdirilir.

Mərkəzdənqaçma ətalət qüvvələrindən yaranan cəm burucu moment birinci dirsəyin yerləşdiyi müstəvi ilə $18^\circ 26'$ bucaq təşkil edən müstəvidə təsir edir. Bu momentin təsirini tarazlaşdırmaq üçün isə dirsəkli valın yanaqlarının uzantısında əksyüklər qoyulur.

YOXLAMA SUALLAR

1. Dördtaktlı, V-şəkilli, altısilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?
2. Dördtaktlı, V-şəkilli, səkkizsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?
3. İkitaktlı, sırayı, dördsilindrlı mühərrikin tarazlaşdırılması hansı iş qaydası ilə və necə yerinə yetirilir?

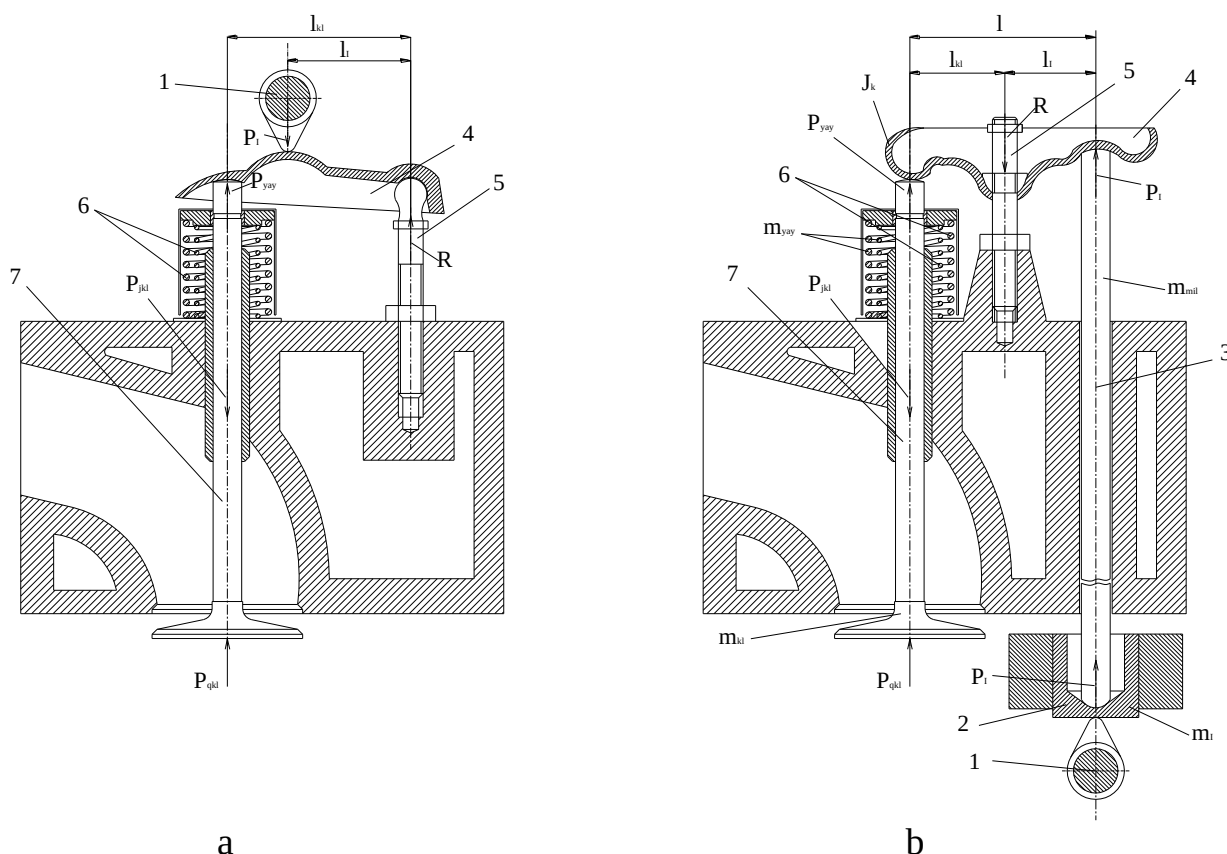
MÜHAZİRƏ 17

17.1 Qazpaylama mexanizminin kinematikası və dinamikası, onların konstruktiv təsnifatı.

Qazpaylama mexanizmi mühərrikdə sorma və xaricətmə proseslərinin həyata keçirilməsinə, yanma kamerasının sıxma taktı və işçi gedişi zamanı ətraf mühitlə etibarlı izolyasiyasının təşkil olunmasına xidmət edir. Avtomobil və traktor mühərriklərində klapanlar yuxarıda (“asma”) və aşağıda (“oturtma”) yerləşdirilən qazpaylama mexanizmləri tətbiq edilir. Hal-hazırda yuxarı klapanlı (“asma” klapanlı) mexanizmlərdən daha çox istifadə edilir.

Klapan mexanizminin konstruksiyaya edilməsi zamanı iki bir-birinə əks olan tələbatı imkan daxilində maksimum ödəmək lazımdır: 1) silindrin maksimum doldurulmasını və boşaldılmasını təmin edən keçid sahəsi, və 2) ətalət qüvvələrini kiçiltmək üçün mexanizmin hərəkət edən hissələrini və onların kütləsini maksimum azaltmaq.

Avtomobil mühərriklərində şəkil 17.1-də verilmiş qazpaylama mexanizmlərinin sxemləri daha çox tətbiq olunur.



a

b

Şəkil 17.1. Qazpaylama mexanizminin hesabi sxemi:

a-qazpaylama valı və klapanlar silindrlər başlığında yerləşən qazpaylama mexanizmi, b-qazpaylama valı silindrlər blokunda, klapanlar isə silindrlər başlığında yerləşən qazpaylama mexanizmi, 1-qazpaylama valı, 2-itələyici, 3-ştanq (qazpaylama mili), 4-çiyinlik, 5-tənzimləyici yiv, 6-klapan yayları, 7-klapan.

Qazpaylama valı və klapanlar silindrlər başlığında yerləşən qazpaylama mexanizminin üstün cəhəti hərəkət edən hissələrin və onların kütləsinin az olması səbəbindən ətalət qüvvələrinin kiçik olması, mənfi cəhəti isə qazpaylama və dirsəkli vallar bir-birindən nisbətən uzaqda yerləşdiklərinə görə zəncir və yaxud qayıq ötürməsindən istifadə edilməsidir.

Qazpaylama valı silindrlər blokunda, klapanlar isə silindrlər başlığında yerləşən qazpaylama mexanizminin üstün cəhəti isə yanma kamerinə arzuolunan formanın verilməsində və sıxma dərəcəsinin böyük qəbul edilə bilməsindədir. Mənfi cəhəti isə hərəkət edən hissələrin və onların kütləsinin çox olması səbəbindən ətalət qüvvələrinin böyük olmasıdır.

17.2. Klapan mexanizminin kütlələrinin gətirilməsi.

Dirsək-şatun mexanizmində olduğu kimi qazpaylama mexanizmində də təsir edən qüvvələrin tapılması üçün real sxem onunla dinamik ekvivalent olan hesabi sxemlə əvəz olunur (şəkil 17.1). Hesabi sxemdə kütlələr ya klapanın, ya da itələyicinin oxuna gətirilir.

Gətirilmiş kütlələrin təyin edilməsi zamanı kinetik enerjinin bərabərlik şərtindən istifadə edilir. Bu halda klapanları yuxarıda yerləşən (“asma” klapanlı) mühərriklərdə klapan mexanizminin klapan oxuna gətirilmiş kütləsi aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$M_{kl} = m_{kl} + \frac{m_y}{3} + (m_{it} + m_{\varphi}) \left(\frac{l_{it}}{l_{kl}} \right)^2 + m'_{\varphi}, \quad (17.1)$$

burada: m_{kl} – klapan dəstinin (klapan, boşqab, yay, qıfıllar) kütləsi; m_y – yayın kütləsi; m_{it} – itələyicinin kütləsi; m_{φ} – ştanqın (çubuğun) kütləsidir.

$m'_{\varphi} = \frac{J_{\varphi}}{l_{kl}^2} \approx \frac{m_{\varphi} (l_{kl} + l_{it})^2}{12 l_{kl}^2}$ – ikiçiyinli çiyinlinin klapanın oxuna gətirilmiş kütləsi (birçiyinli

çiyinlikdə isə $m'_{\varphi} = \frac{J_{\varphi}}{l_{kl}^2} \approx \frac{m_{\varphi} l_{kl}^2}{3 l_{kl}^2}$),

J_{φ} və m_{φ} – uyğun olaraq çiyinliyinin ətalət momenti və kütləsidir;

l_{it} və l_{kl} – uyğun olaraq çiyinliyin oxundan itələyicinin və klapanın oxlarına qədər olan məsafələrdir.

Klapanları aşağıda yerləşən (“oturtma” klapanlı) mühərriklərdə klapan mexanizminin klapan oxuna gətirilmiş kütləsi aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$M_{kl} = m_{kl} + \frac{m_y}{3} + m_{it}. \quad (17.2)$$

Hesablamalarda klapan mexanizminin konstruktiv kütləsindən istifadə olunur:

$$M'_{kl} = \frac{M_{kl}}{F_{boğ}},$$

burada $F_{boğ}$ – klapan boğazının diametridir.

Müxtəlif tip qazpaylama mexanizmlərində konstruktiv kütlə aşağıdakı hədlərdə dəyişir:

1) “oturtma” klapanlı mexanizmlər üçün $M'_{kl} = 220 \div 250 \frac{kq}{m^2}$,

2) “asma” klapanlı mexanizmlər üçün $M'_{kl} = 230 \div 300 \frac{kq}{m^2}$,

3) qazpaylama valı yuxarıda yerləşən “asma” klapanlı mexanizmlər üçün $M'_{kl} = 180 \div 230 \frac{kq}{m^2}$.

YOXLAMA SUALLAR

1. Qazpaylama mexanizmi, əsasən hansı hissələrdən ibarətdir və hansı konstruktiv sxemləri var?

2. Klapan mexanizminin kütlələrinin gətirilməsi zamanı hansı formullardan istifadə edilir?

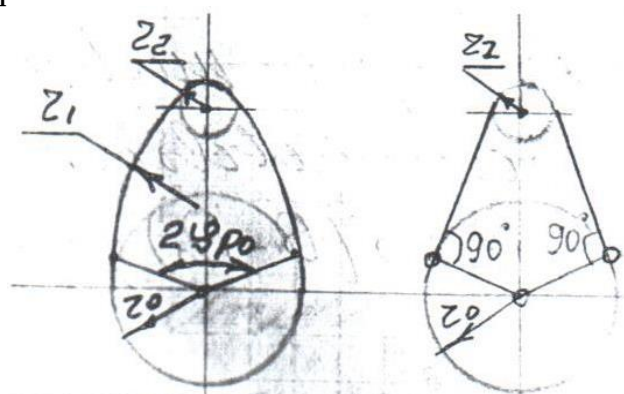
3. Klapan mexanizminin konstruktiv kütləsi hansı formul ilə hesablanır və hansı hədlərdə dəyişir?

MÜHAZİRƏ 18

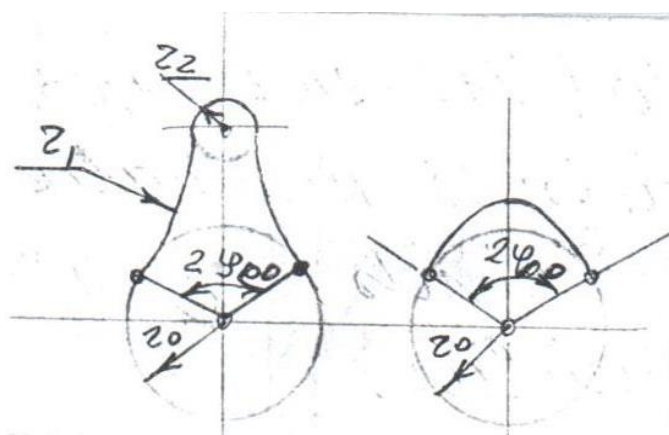
18.1 Yumruqcuqların profiləşdirilməsi.

Yumruqcuqların profiləşdirilməsi iki üsulla ola bilər: I halda yumruğun profili qəbul edilərək itələyicinin kinematik parametrləri təyin edilir; II halda isə itələyicinin təcilinin dəyişmə qanunauyğunluğu qəbul edilir və yumruğun profili layihələndirilir.

Avtomobil və traktor mühərriklərində qabarıq, tangensial, çökük və zərbəsiz profilli yumruqlar (şəkil 18.1) tətbiq edilir.



a) Qabarıq profil; b) tangensial profil;



v) Çökük profil; q) Zərbəsiz profil.

Şəkil 18.1 Qabarıq, tangensial, çökük və zərbəsiz profilli yumruqlar

Bu şəkillərdən görüldüyü kimi qabarıq və çökük profillər (şəkil 18.1 a, v) r_0 və r_2 radiuslu çevrələrin r_1 radiuslu qövslərlə qovuşdurulmasının köməyi ilə, tangensial profil (şəkil 18.1 b) iki düz xətt və r_2 radiuslu bir çevrənin köməyi ilə, zərbəsiz profil (şəkil 18.1 q) isə qabaqcadan qəbul olunmuş və klapanın hərəkətinin qabaqcadan hesablanmış qanunauyğunluğuna görə qurulur.

18.2 Dördtaktlı mühərriklərin qazpaylama faza diaqramı.

Yumruqların profiləşdirilməsi üçün klapanların açılıb-bağlanma momentlərini, yəni onların açıq qalma müddətlərini bilmək lazımdır. Bu isə qazpaylama faza diaqramını seçdikdən sonra məlum olur. Qazpaylama faza diaqramına görə (şəkil 18.2) klapanların açıq qalma müddətləri aşağıdakı kimi təyin edilir:

Sorma klapanı üçün

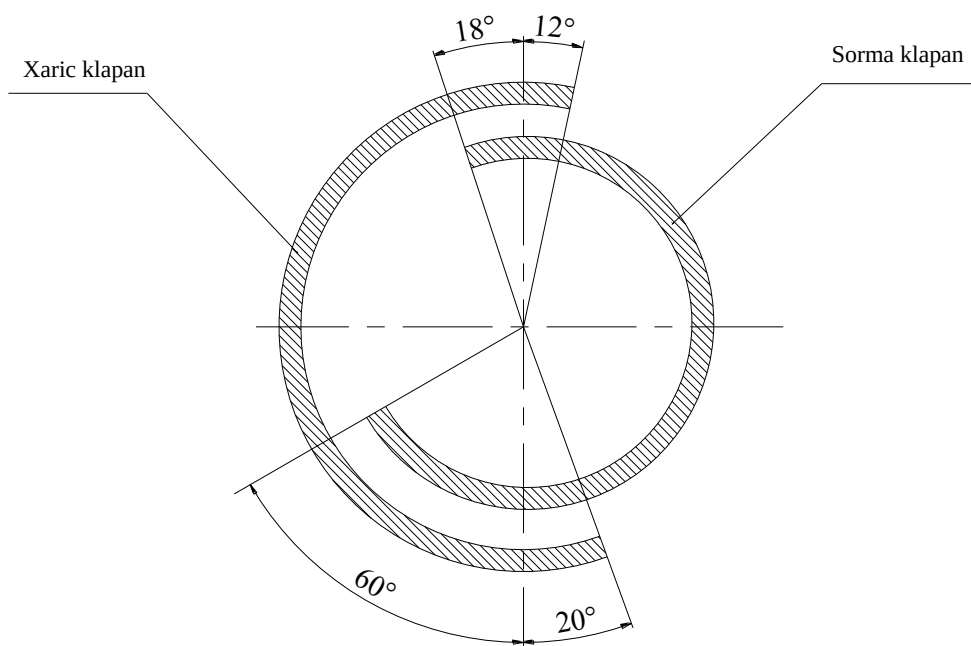
$$\text{a) qazpaylama valına görə - } \varphi_{s.kl} = \frac{\varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}}{2}, \quad (18.1)$$

$$\text{b) dirsəkli vala görə - } \varphi_{s.kl} = \varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}. \quad (18.2)$$

Xaric klapanı üçün

$$\text{a) qazpaylama valına görə - } \varphi_{x.kl} = \frac{\varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}}{2}, \quad (18.3)$$

$$\text{b) dirsəkli vala görə - } \varphi_{x.kl} = \varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}. \quad (18.4)$$

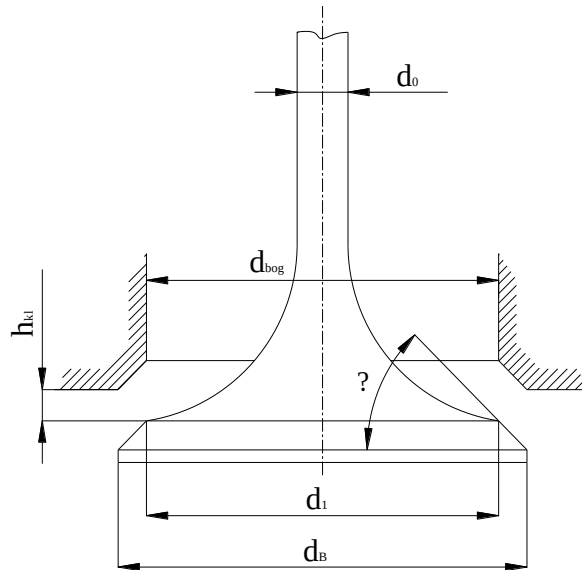


Şəkil 18.2 Dördtaktlı mühərriklərin qazpaylama faza diaqramı.

burada φ_{qab} və φ_{gec} -uyğun olaraq klapanların açılmasının və bağlanmasının qabaqlama və gecikmə bucaqlarıdır. Bu bucaqların qiymətləri hər bir mühərrikin texniki xarakteristikasında verilir.

18.3. Qazpaylama mexanizminin layihələndirilməsi üçün ümumi müddəalar.

Qazpaylama mexanizminin layihələndirilməsinə klapanın yəhərində və boğazda en kəsik sahələrinin (uyğun olaraq F_{kl} və F_{bog}) təyin edilməsindən başlayırlar (şəkil 18.3).



Şəkil 18.3 Klapanın en kəsik sahəsinin hesabi sxemi.

Klapandakı en kəsik sahəsi mühərrikin nominal dövrlər sayı üçün onun maksimum qalxması zamanı sıxılmayan qaz axınının kəsilməzlik şərti daxilində klapan yəhərindəki orta şərti sürətə görə təyin edilir:

$$F_{kl} = \frac{v_{p.or} F_p}{i_{kl} \omega_{sor}}, \quad (18.5)$$

burada $v_{p.or}$ – porşenin orta sürəti, m/san ilə; F_p – porşenin alın sahəsi, sm^2 ilə; i_{kl} – eyniadlı klapanların sayı; ω_{sor} – klapanın en kəsiyində qazın sürəti (sorma klapanı üçün bu sürət istilik hesabında ΔP_a təyin edilərkən qəbul olunmuş sürətə bərabər, və yaxud, ondan kiçik olmalıdır), m/san ilə.

Boğazdakı en kəsik sahəsi sorma (və yaxud xaric) borularının keçicilik qabiliyyətini məhdudlaşdırmamalıdır. Nəzərə alsaq ki, klapanın çubuğu da boğazdan keçir, onun en kəsik sahəsi klapanın en kəsiyindən 1,1 – 1,2 dəfə çox olmalıdır. Yəni

$$F_{bog} = (1.1 \div 1.2) F_{kl}, \quad (18.6)$$

Onda boğazın diametri aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$d_{bog} = 10 \cdot \sqrt{\frac{4F_{bog}}{\pi}}. \quad (18.7)$$

Boğazın ən böyük diametri silindrin diametrindən, qazpaylama mexanizminin konstruktiv sxemindən və yanma kamerasının tipindən asılı olaraq, klapanların silindrlər başlığında yerləşə bilmə imkanlarına görə məhdudlaşdırılır. Ona görə də boğazın diametrinin (18.9) düsturuna görə təyin olunmuş qiyməti sorma klapanları üçün aşağıdakı hədlərdən çox olmamalıdır:

$d_{bog} = (0.38 \div 0.42)D$ – klapanlar aşağıda yerləşdikdə (“oturtma” klapanlı);

$d_{bog} = (0.35 \div 0.52)D$ – klapanlar yuxarıda yerləşdikdə (“asma” klapanlı);

$d_{bog} = (0.35 \div 0.40)D$ – burulğan və ön yanma kamerli dizellər üçün;

$d_{bog} = (0.38 \div 0.42)D$ – birkamerli dizellər üçün;

$d_{bog} = (0.42 \div 0.46)D$ – pazşəkilli və müstəvi oval formalı yanma kamerli dizellər üçün;

$d_{bog} = (0.46 \div 0.52)D$ – yarım kürə formalı yanma kamerli dizellər üçün.

Xaricətmə klapanları üçün boğazın diametri sorma klapanlarında olduğundan 1,1 – 1,2 dəfə az götürülür.

Konik kipləşdiricili klapanın (şəkil 18.3) baxılan andakı en kəsik sahəsi (klapan h_{kl} qədər açılsa) aşağıdakı düsturla hesablanı bilər:

$$F_{kl} = \pi h_{kl} (d_{bog} \cos \alpha + h_{kl} \sin \alpha \cos^2 \alpha), \quad (18.8)$$

burada $d_{bog} = d_1$ – boğazın diametri, sm-lə; δ – klapanın haşiyə bucağıdır (müasir avtomobil və traktor mühərriklərində xaricətmə klapanları üçün $\delta = 45^\circ$, sorma klapanları üçün isə $\delta = 45^\circ$ və nadir hallarda $\delta = 30^\circ$ qəbul edilir);

$$\alpha = 30^\circ \text{ olduqda } F_{kl} = 2.72 d_{bog} h_{kl} + 1.18 h_{kl}^2 \text{ sm}^2 \quad (18.9)$$

$$\alpha = 45^\circ \text{ olduqda } F_{kl} = 2.22 d_{bog} h_{kl} + 1.11 h_{kl}^2 \text{ sm}^2 \quad (18.10)$$

Əgər F_{kl} məlum olarsa klapanın maksimal qalxma hündürlüyünü (18.9) və (18.10) ifadələrinə görə aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$\alpha = 30^\circ \text{ olduqda } h_{kl} = \frac{\sqrt{7.4 d_{bog}^2 + 4.72 F_{kl}}}{2.72} - d_{bog} \quad (18.11)$$

$$\alpha = 45^\circ \text{ olduqda } h_{kl} = \frac{\sqrt{4.93 d_{bog}^2 + 4.44 F_{kl}}}{2.22} - d_{bog} \quad (18.12)$$

Klapanın maksimal qalxma hündürlüyü avtomobil mühərriklərində $h_{kl.\max} = (0.18 \div 0.40) d_{bog}$, traktor mühərriklərində isə $h_{kl.\max} = (0.16 \div 0.30) d_{bog}$ hədlərində dəyişir. $\alpha = 45^\circ$ bucağı üçün $h_{kl.\max}$ -un böyük hədləri qəbul olunur.

$$a) \text{ qazpaylama valına görə } \varphi_{p0} = \frac{\varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}}{4}, \quad (18.15)$$

$$b) \text{ dirsəkli vala görə } \varphi_{p0} = \frac{\varphi_{qab} + 180^\circ + \varphi_{gec}}{2}. \quad (18.16)$$

$h_{it\max}$ və r_0 -in qəbul olunmuş qiymətlərinə görə yumruğun profilini qurmaq üçün ya yumruğun birinci məntəqəsindəki qövsün əyrilik radiusunun (r_1), ya da yumruğun ikinci məntəqəsindəki qövsün əyrilik radiusunun (r_2) qiymətləri qəbul olunur. Əgər r_2 qəbul olunarsa, onda r_1 aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$r_1 = \frac{(r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 a \cos \varphi_{p0})}{2(r_0 - r_2 - a \cos \varphi_{p0})}. \quad (18.17)$$

Əgər r_1 qəbul olunarsa onda r_2 aşağıdakı kimi tapılır:

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0.5 h_{it\max}^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + h_{it\max}) \cos \varphi_{p0}}{b - (r_1 - r_0) \cos \varphi_{p0}}, \quad (18.18)$$

burada $a = r_0 + h_{it\max} - r_2$, mm ; $b = r_1 - r_0 - h_{it\max}$, mm .

r_1 təyin olunduqda texnoloji mülahizələrə görə $r_2 \geq 1.5 \text{ mm}$, r_2 təyin olunduqda isə $r_1 = (8 \div 20) h_{it\max}$ hədlərində qəbul edilir. r_1 qəbul olunduqda (18.18) ifadəsinə görə r_2 -nin qiyməti mənfi də alına bilər. Bu halda r_1 -ə daha böyük qiymət verilərək esablama təkrarlanır.

Klapan mexanizmində araboşluğunun təmin edilməsi üçün yumruğun arxa hissəsini r_0 -dan Δs qədər kiçik radiusla (r_k) emal edirlər. Yəni, $r_k = r_0 - \Delta s$. Burada Δs istilik araboşluğunu və qazpaylama mexanizmin elastiki deformasiyasını nəzərə alır. Sorma klapanları üçün $\Delta s = (0.25 \div 0.35) \text{ mm}$, xaric klapanları üçün isə $\Delta s = (0.25 \div 0.4) \text{ mm}$ -dir.

Müstəvi itələyicili qabarıq profilili yumruqlu klapan mexanizmində itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcili (j_{it}) aşağıdakı düsturlarla hesablanır:

- yumruğun birinci məntəqəsindəki qövs üzrə hərəkəti zamanı

$$h_{it1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_{p1}), \quad (18.19)$$

$$w_{it1} = (r_1 - r_0) \omega_q \sin \varphi_{p1}, \quad (18.20)$$

$$j_{it1} = (r_1 - r_0) \omega_q^2 \cos \varphi_{p1}. \quad (18.21)$$

- yumruğun ikinci məntəqəsindəki qövs üzrə hərəkəti zamanı

$$h_{it2} = a \cos \varphi_{p2} + r_2 - r_0, \quad (18.22)$$

$$w_{it2} = \omega_q a \sin \varphi_{p2} \quad (18.23)$$

$$j_{it2} = -\omega_q^2 a \cos \varphi_{p2}, \quad (18.24)$$

burada: h_{it1} , w_{it1} və j_{it1} – uyğun olaraq, itələyici yumruğun birinci məntəqəsindəki r_1 radiuslu qövs üzrə (C və B nöqtələri arasında) hərəkət edərkən onun qalxma hündürlüyü, sürət və təcili;

h_{it2} , w_{it2} və j_{it2} – uyğun olaraq, itələyici yumruğun ikinci məntəqəsindəki r_2 radiuslu qövs üzrə (A və C nöqtələri arasında) hərəkət edərkən onun qalxma hündürlüyü, sürət və təcili;

ω_q – qazpaylama valının bucaq sürətidir:

$$\omega_q = \frac{\omega}{2},$$

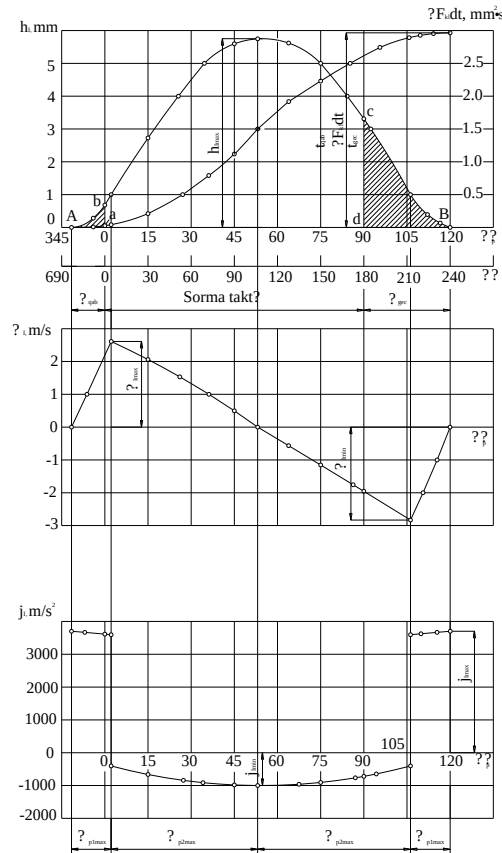
φ_{p1} və φ_{p2} – uyğun olaraq, itələyicinin r_1 və r_2 radiuslu məntəqələrdəki hərəkətinə uyğun gələn bucaqların cari qiymətləridir.

φ_{p1} bucağının qiymətləri OA radiusundan, φ_{p2} bucağının qiymətləri isə OB radiusundan hesablanır. Onların maksimal qiymətləri C nöqtəsində $h_{it1} = h_{it2}$ şərtinə görə təyin edilir:

$$\sin \varphi_{p1\max} = \frac{a \sin \varphi_{p0}}{r_1 - r_2}, \quad (18.25)$$

$$\varphi_{p2\max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1\max}. \quad (18.26)$$

Müstəvi itələyicili qabarıq profilli yumruqlu klapan mexanizmində itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcilinin (j_{it}) qrafikləri şəkil 18.5-də göstərilmişdir.



Şəkil 18.5 Müstəvi itələyicili qabarıq profilli yumruqlu klapan mexanizmində itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcilinin (j_{it}) qrafikləri.

Bu diaqramlar $\frac{l_{kl}}{l_i}$ nisbəti dəfə dəyişdirilmiş başqa bir miqyasla klapanın qalxma hündürlüyünün (h_{kl}), sürət (w_{kl}) və təcilinin (j_{kl}) qrafikləri olacaqdır.

YOXLAMA SUALLAR

1. Profilləşdirilən yumruqcuqlar hansılardır?
2. Qazpaylama faza diaqramı nədir və necə qurulur?
3. Qazpaylama mexanizminin konstruksiya edilməsinin ümumi müddəaları hansılardır?
4. Müstəvi itələyicili qabarıq yumruqcuqlu qazpaylama mexanizminin profilləşdirilməsi necə yerinə yetirilir?

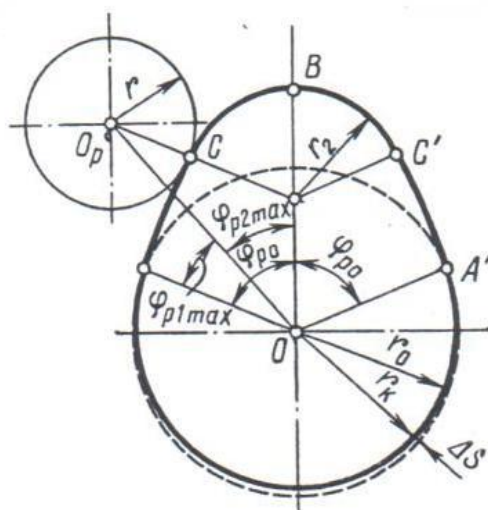
MÜHAZİRƏ 19

19.1. Tangensial yumruqcuqlu qazpaylama mexanizmində itələyicinin kinematik parametrlərinin təyini.

Bu tip qazpaylama mexanizmlərində də r_0 , h_{it} , φ_{p0} və r_k elə müstəvi itələyicili qabarıq profilli yumruqlu klapan mexanizmində olduğu kimi təyin edilir. Tangensial profil üçün yumruğun birinci məntəqəsindəki qövs düz xətlə əvəz olunduğundan, bu məntəqədəki əyrilik radiusu $r_1 = \infty$ qəbul olunur. Yumruğun təpəsindəki qövsün, daha doğrusu, yumruğun ikinci məntəqəsindəki qövsün əyrilik radiusu (r_2) isə aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$r_2 = \frac{r_0 - h_{it, \max} \cos \varphi_{p0}}{1 - \cos \varphi_{p0}} \text{ [mm]} \quad (19.1)$$

Şəkil 19.1-də diyircəkli itələyicili tangensial yumruqcuğun profilinin qurulması göstərilmişdir.



Şəkil 19.1 Diyircəkli itələyicili tangensial yumruqcuğun profilinin qurulması.

Diyircəkli itələyicili tangensial profilli yumruq üçün itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcili (j_{it}) aşağıdakı düsturlarla hesablanır:

- yumruğun birinci məntəqəsindəki düz xətt üzrə hərəkəti zamanı

$$h_{it1} = \frac{(r_0 - r)(1 - \cos \varphi_{p1})}{\cos \varphi_{p1}}, \quad (19.2)$$

$$w_{it1} = \frac{(r_0 + r)\omega_q \sin \varphi_{p1}}{\cos^2 \varphi_{p1}}, \quad (19.3)$$

$$j_{it1} = \frac{(r_0 + r)\omega_q^2 (1 + \sin^2 \varphi_{p1})}{\cos^2 \varphi_{p1}}. \quad (19.4)$$

- yumruğun ikinci məntəqəsindəki qövs üzrə hərəkəti zamanı

$$h_{it2} = a \left(\cos \varphi_{p2} + \sqrt{1 - \frac{a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2}}{a_1}} \right) - (r_0 + r) \quad (19.5)$$

$$w_{it2} = \omega_q a \left(\sin \varphi_{p2} + \frac{a_1 \sin 2\varphi_{p2}}{2\sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2}}} \right) \quad (19.6)$$

$$j_{it2} = -\omega_q^2 a \left(\cos \varphi_{p2} + \frac{a_1 \cos 2\varphi_{p2} + a_1^3 \sin^4 \varphi_{p2}}{(1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2})^{\frac{3}{2}}} \right), \quad (19.7)$$

burada r – diyircəyin radiusudur; $a_1 = \frac{a}{r_2 + r}$.

Diyircəkli itələyicili tangensial yumruqcuqlu qazpaylama mexanizmində itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcili (j_{it}) (19.2)÷(19.7) ifadələrinə əsasən hesablanaraq onların qrafikləri qurulur. Qeyd etmək lazımdır ki, bu diaqramlar elə müstəvi itələyicili qabarıq profilli yumruqlu klapan mexanizmində itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it}), sürət (w_{it}) və təcilinə (j_{it}) qrafiklərinə oxşardır (şəkil 18.5).

YOXLAMA SUALLAR

1. Tangensial yumruqcuqlu qazpaylama mexanizmində itələyicinin kinematik parametrləri hansılardır?

2. Diyircəkli itələyicili tangensial profilli yumruqcuğun birinci məntəqəsindəki düz xətt üzrə hərəkəti zamanı itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it1}), sürət (w_{it1}) və təcili (j_{it1}) hansı düsturlarla hesablanır?

3. Diyircəkli itələyicili tangensial profilli yumruqcuğun ikinci məntəqəsindəki düz xətt üzrə hərəkəti zamanı itələyicinin qalxma hündürlüyü (h_{it2}), sürət (w_{it2}) və təcili (j_{it2}) hansı düsturlarla hesablanır?

MÜHAZİRƏ 20

20.1 Klapanın zaman-keçid sahəsinin və onun orta en kəsik sahəsinin təyin edilməsi.

Klapanın qalxma hündürlüyünün diaqramına görə (şəkil 20.1) onun zaman-keçid sahəsi $\int_{t_1}^{t_2} F_{kl} dt$ [$mm^2 \cdot san$] və orta en kəsik sahəsi $F_{kl.or}$ qrafiki olaraq təyin edilir:

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{kl} dt = M_t M_F F_{abcd} \quad (20.1)$$

$$F_{kl.or} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} F_{kl} dt}{t_2 - t_1} = \frac{M_t M_F F_{abcd}}{l_{ad} M_t} = \frac{M_F}{l_{ad}} F_{abcd} \quad (20.2)$$

burada: $M_t = \frac{M_{\varphi p}}{6n_p}$ – klapanın qalxma hündürlüyü diaqramında absis oxu üzrə zaman

$$\text{miqyası} \left[\frac{s}{mm} \right],$$

$M_{\varphi p}$ – qazpaylama valının dönmə bucağı miqyası $\left[\frac{der}{mm} \right]$,

n_p – qazpaylama valının fırlanma tezliyi, [$dəq^{-1}$],

$M_F = M_h \pi d_{bog} \cos \alpha$ – ordinat oxu üzrə klapanın keçid kəsiyi sahəsinin miqyası $\left[\frac{mm}{mm} \right]$,

d_{bog} – boğazlığın diametri [mm],

α – klapanın oturma konusu haşiyəsinin bucağıdır:

$$\alpha = 30^\circ \text{-də } M_F = M_h 2.72 d_{bog},$$

$$\alpha = 45^\circ \text{-də } M_F = M_h 2.22 d_{bog},$$

F_{abcd} – sorma taktı ərzində klapanın qalxma hündürlüyü əyrisi altındakı sahə [mm^2],

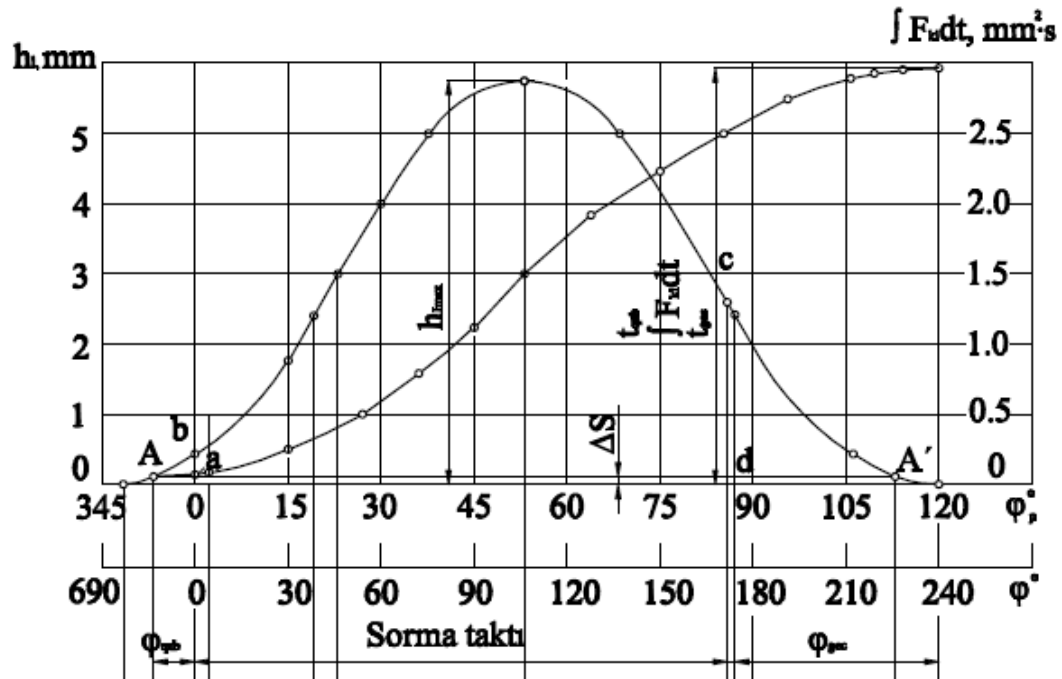
l_{ad} – diaqramda sorma taktının davamiyyəti [mm].

Klapan açıldıqdan bağlandığı ana kimi onun tam zaman-keçid sahəsi:

$$\int_{t_{qab}}^{t_{gec}} F_{kl} dt = M_t M_F F_{sor}, \quad (20.3)$$

burada t_{qab} və t_{gec} – klapanın açıldığı və bağlandığı vaxt [san],

$$F_{sor.} = \frac{M_F F_{AbcB}}{l_{AB}} - \text{klapanın qalxma hündürlüyünün bütün əyrisi altında qalan sahə} [mm^2].$$



Şəkil 20.1 Klapanın qalxma hündürlüyü və zaman-keçid sahəsi.

Xaric taktı ərzində xaric klapanının zaman-keçid sahəsi və onun orta en kəsik sahəsi sorma klapanında olduğu kimi təyin edilir.

Klapan yəhərində axının orta sürəti aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$\omega'_{sor.} = \frac{v_{p.or} F_p}{F_{kl.or}}. \quad (20.4)$$

Karbüratorlu mühərriklər üçün $\omega'_{sor.} = 90 \div 150 \frac{m}{san}$,

Benzini sorma borusuna püskürülən mühərriklər üçün $\omega'_{sor.} = 90 \div 170 \frac{m}{san}$,

Benzini silindrə birbaşa püskürülən mühərriklər üçün $\omega'_{sor.} = 90 \div 200 \frac{m}{san}$

Dizellər üçün $\omega'_{sor.} = 80 \div 150 \frac{m}{san}$.

20.2. Klapan yaylarının hesabı.

Klapan yayı mühərrikin bütün sürət rejimlərində aşağıdakı iki şərti ödəməlidir:

1) itələyici yumruğun r_o başlanğıc çevrəsi üzrə hərəkət etdiyi müddət ərzində klapan yəhərdə kip oturmalı və bağlı vəziyyətdə qalmalıdır;

2) itələyici mənfi təcillə hərəkət etdikdə klapan, itələyici və yumruq arasında həmişə kinematik əlaqə olmalıdır.

Klapanın yəhərdə kip oturması aşağıdakı hallarda təmin edilir:

- xaricətmə klapanı üçün

$$P_{yay.min} = F_{boğ} (p'_r - p_a) \quad (20.5)$$

burada: $P_{y min}$ – klapan bağlı olduqda yayın minimal gərilmə qüvvəsi [N];

$F_{boğ}$ – boğazın keçid sahəsi [m^2] ilə;

p'_r və p_a – sorma zamanı xaric borusundakı və silindrdəki təzyiqlərdir [MPa].

$p'_r - p_a$ — təzyiqlər fərqi:

-karbürətorlu mühərriklərdə $0.05 \div 0.07$ MPa,

-dizellərdə isə $0.02 \div 0.03$ MPa,

- sorma klapanı üçün üstəlik üfürməsiz mühərriklərdə, demək olar ki, yayın istənilən minimal gərilmə qüvvəsində, üstəlik üfürməli mühərriklərdə isə

$$P_{yay.min} = F_{boğ} (p_k - p_r), \quad (20.6)$$

burada p_k və p_r – uyğun olaraq, sorma borusundakı və xaricətmə zamanı silindrdəki təzyiqlərdir.

Klapan mexanizminin hissələri arasındakı kinematik əlaqə aşağıdakı ifadəyə görə təmin edilir:

$$P_{yay.kl} = K \cdot P_{yay.kl2}, \quad (20.7)$$

burada: K – ehtiyat əmsalıdır

-mexaniki mərkəzdənqaçma tənzimləyicili dizel mühərrikləri üçün $K = 1.28 \div 1.52$,

-karbürətorlu mühərriklər üçün $K = 1.33 \div 1.66$;

$P_{yay.kl2}$ – itələyici mənfi təcillə hərəkət etdikdə klapanın oxuna gətirilmiş ətalət qüvvəsidir [N].

Klapan yayının hesabı zamanı aşağıdakılar yerinə yetirilir:

1) klapanın gərilmə qüvvəsi ($P_{yay.kl2}$) təyin edilir;

2) ehtiyat əmsalı (K) nəzərə alınmaqla $P_{yay.kl2}$ qüvvəsinə görə yayın xarakteristikası seçilir;

3) klapan bağlı olduqda yayın minimal gərilmə qüvvəsinin yoxlanılması;

4) yayın ölçüləri seçilir;

5) yayın möhkəmlik həddinin və məxsusi rəqslərinin sayının təyin edilməsi.

İtələyici mənfi təcillə hərəkət etdikdə klapanın oxuna gətirilmiş ətalət qüvvəsi:

$$P_{yay.kl2} = -M_{kl} \cdot c_{kl2} = -M_{kl} \cdot c_{kl2} \cdot \frac{l_{kl}}{l_{it}}, \quad (20.8)$$

burada M_{kl} – klapan mexanizminin hərəkətli hissələrinin klapan oxuna oxuna gətirilmiş kütləsi kq.

Şəkil 20.2-də irəliləmə hərəkəti edən hissələrin klapanın oxuna gətirilmiş ətalət qüvvəsinin əyrisi göstərilmişdir. Bu əyriyə görə K əmsalının qəbul olunmuş qiyməti üçün itələyici mənfi təcillə hərəkət etdikdə yayın tələb olunan gərilmə qüvvəsinin ($P_y = K \cdot P_{yay.kl2}$) abc qrafiki qurulur. Klapanın qalxma hündürlüyünün (h_{kl}) köməyi ilə, şəkil 20.2-də göstəriləndiyi kimi, $P_{yay} = f(\varphi_p)$ əyrisi $f_{yay} - P_{yay}$ (yayın deformasiyası – yayın gərilmə qüvvəsi) koordinat sisteminə keçirilir. Alınan $a''b''c''$ əyrisi yayın tələb olunan gərilmə qüvvəsinin klapanın qalxma hündürlüyündən asılı olaraq dəyişmə qrafiki, daha doğrusu, yayın xarakteristikası olacaqdır (yastı itələyicili qabarıq profil üçün $a''b''c''$ əyrisi düz xətt olur). $a''b''c''$ əyrisini $a''b''c''$ düz xətti ilə əvəz edib, onu şaquli xətlə kəsişənədək (O'' nöqtəsi) uzatsaq, real yayın xarakteristikasını alarıq.

$a''O''$ düz xəttinin horizontal xətlə kəsişmə nöqtəsində ($h_{kl} = 0$) olan məsafə klapan bağlı olduqda yayın minimal gərilmə qüvvəsinə, yəni $P_{yay.min}$ -a bərabərdir. Əgər təyin edilən $P_{yay.min}$ (20.5) və (20.6) şərtlərini təmin etmirsə, onda K və yaxud f_{max} -un böyüdülməsi hesabına $P_{yay.min}$ qüvvəsini də artırmaq lazımdır.

Yayın qrafiki üsulla qurulmuş xarakteristikasına görə onun ilkin deformasiyasını (f_{min}), tam deformasiyasını ($f_{max} = f_{min} + h_{kl.max}$) və sərtliyi $\left(c = \frac{P_{yay.max}}{f_{max}}\right)$ təyin edilir.

Müstəvi itələyicili qabarıq yumruqcucq üçün yayın xarakteristikasını $P_{yay.max}$ və $P_{yay.min}$ gərilmə qüvvələrinə görə də qurmaq olar (analitik üsul). Bu zaman yayın maksimum gərilmə qüvvəsi ($P_{yay.max}$), minimum gərilmə qüvvəsi ($P_{yay.min}$), sərtliyi (c), ilkin və tam deformasiyaları (uyğun olaraq f_{min} və f_{max}) aşağıdakı ifadələrlə təyin edilir:

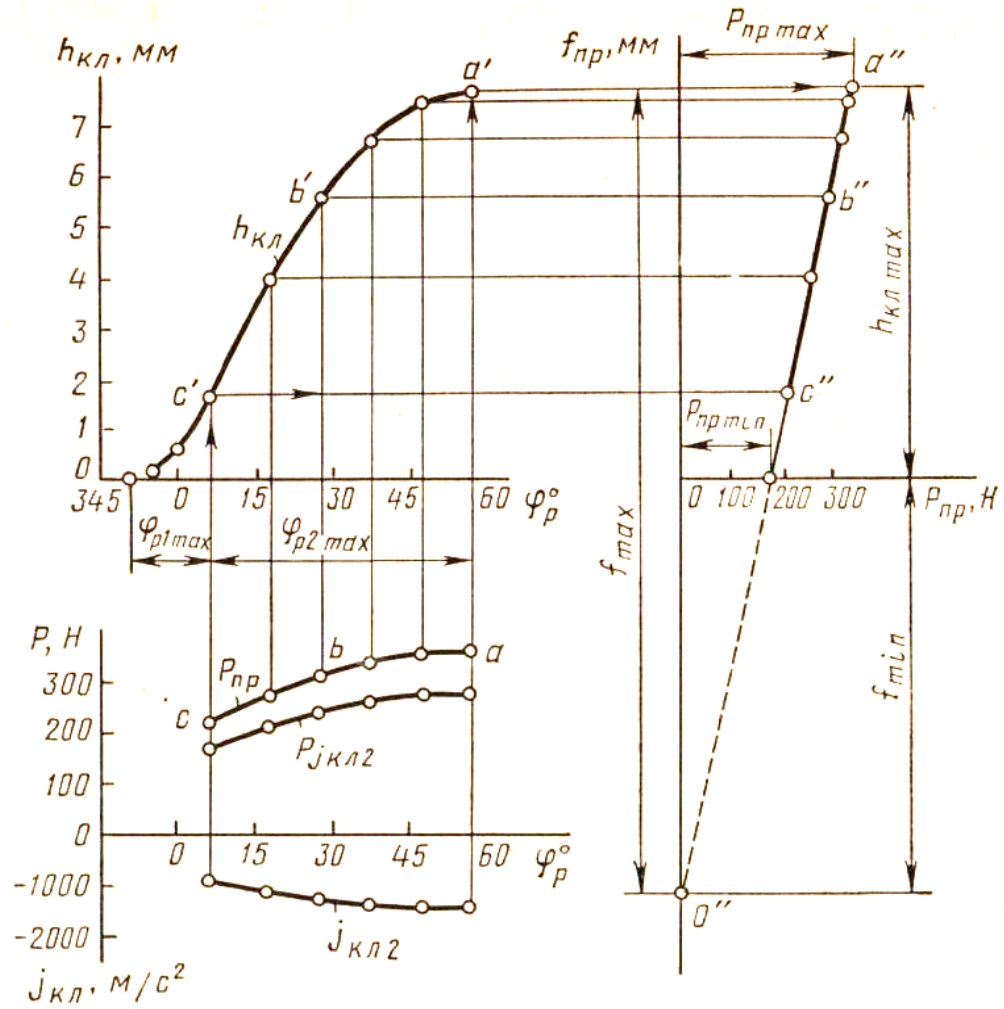
$$P_{yay.max} = M_{kl} \cdot K \cdot a \cdot \omega_{q.v}^2 \cdot \frac{l_{kl}}{l_{it}}$$

$$P_{yay.min} = M_{kl} \cdot K \cdot (r_0 - r_2) \cdot \omega_{q.v}^2 \cdot \frac{l_{kl}}{l_{it}}$$

$$c = M_{kl} \cdot K \cdot \omega_{q.v}^2$$

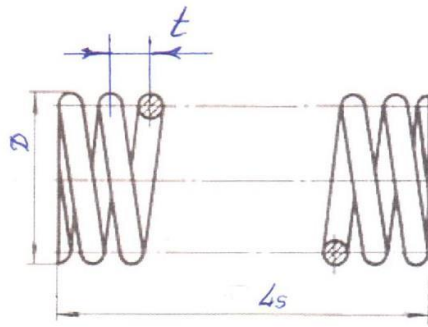
$$f_{min} = \frac{P_{yay.min}}{c} = (r_0 - r_2) \frac{l_{kl}}{l_{it}}$$

$$f_{max} = f_{min} + h_{kl.max} = a \cdot \frac{l_{kl}}{l_{it}}$$



Şək. 20.2 Yayın xarakteristikasının qrafiki üsulla qurulması.

Yayın əsas konstruktiv ölçüləri dedikdə onun orta diametri (D), məftilin diametri (d_y), vidələrin sayı (i), vidənin addımı (t) və sərbəst yayın tam uzunluğu (L_s) başa düşülür (şəkil 20.3).



Şəkil 20.3 Klapanın yayı.

Konstruktiv mülahizələrə əsasən yayın orta diametri onun boğazının diametrindən asılı olaraq $D = (0.7 \div 0.9) \cdot d_{\text{boğ}}$, məftilin diametri isə $d_y = (3.5 \div 6.0) \text{ mm}$ hədlərində qəbul olunur. Əgər klapanı iki yaydan istifadə olunursa onda daxili yayın məftilinin diametri $d_y = (2.2 \div 4.5) \text{ mm}$ hədlərində götürülür.

Yayın orta diametrinin qəbul olunmuş qiymətinə və seçilmiş xarakteristikasına görə aşağıdakılar təyin olunur:

-yayın işçi vidələrinin sayı

$$i_{i\dot{s}} = \frac{G \cdot d_y^4 \cdot f_{\max}}{8 \cdot P_{y \max} \cdot D^3},$$

burada $G = 8.0 \div 8.3$ yayın elastiklik modulu $\left[\frac{MN}{sm^2} \right]$, d_y , $f_{\max}$ və D [sm];

-yayın tam vidələrinin sayı

$$i_t = i_{i\dot{s}} + 2,$$

-yay sərbəst şəkildə olduqda onun vidəsinin addımı

$$t = d_y + \frac{f_{\max}}{i_{i\dot{s}}} + \Delta_{\min},$$

burada $\Delta_{\min} = 0.3 \text{ mm}$ klapan tam açıq vəziyyətdə olduqda klapan vidələrinin arasındakı minimal məsafədir.

Klapan tam açıq vəziyyətdə olduqda yayın uzunluğu:

$$L_{\min} = i_t \cdot d_y + i_{i\dot{s}} \cdot \Delta_{\min}.$$

Klapan bağlı olduqda yayın uzunluğu:

$$L_0 = L_{\min} + h_{kl \max}.$$

Sərbəst yayın uzunluğu

$$L_s = L_{\min} + f_{\max}$$

Yayda yaranan maksimal toxunan gərginlik:

$$\tau_{\max} = \frac{k' \cdot 8P_{y \max} \cdot D}{p \cdot d_y^3},$$

burada $k' = 1.1 \div 1.5$ – gərginliyin yayın en kəsiyində qeyri-bərabər paylanması nəzərə alan əmsaldır.

İtisürətli mühərriklərdə maksimal toxunan gərginlik $\tau_{\max} = 450 \div 650 \text{ MPa}$ hədlərində olur.

Klapan bağlı olduqda yayda yaranan minimal toxunan gərginlik:

$$\tau_{\min} = \frac{k' \cdot 8P_{y \min} \cdot D}{p \cdot d_y^3}.$$

Yayın ehtiyat əmsalını aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \delta_{\tau} \cdot \tau_m},$$

burada: τ_{-1} – yayın materialının yorğunluq həddidir (polad yaylar üçün $\tau_{-1} = 340 \div 400 \text{ MPa}$);

$\tau_a = \tau_{\max}$ – maksimal toxunan gərginlik;

$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$ – orta toxunan gərginlik;

δ_r – toxunan gərginlik təsir etdikdə asimmetrik siklin simmetrik siklə gətirilməsini nəzərə alan əmsaldır: polad materiallar üçün $\delta_r = 0 \div 0.2$.

Avtomobil və traktor mühərriklərinin yayları üçün $n_r \geq 1.2 \div 1.4$ şərti ödənilməlidir.

Ətalət qüvvələri böyük olduqda hər bir klapanda iki yay yerləşdirilir (xarici və daxili). Bu halda hər bir yay ayrı-ayrılıqda hesablanır. Bu zaman maksimal və minimal gərilmə qüvvələri xarici və daxili yayların maksimal və minimal gərilmə qüvvələrinin cəminə bərabər olmalıdır:

$$P_{y \max} = P_{y \max}^x + P_{y \max}^d$$

$$P_{y \min} = P_{y \min}^x + P_{y \min}^d.$$

Xarici və daxili yaylar arasında yük konstruktiv mülahizələrə görə

$$P_y^x = (0.35 \div 0.45)P_y$$

hədlərində paylanır.

Rezonans baş verməməsi üçün, yəni yayın məxsusi və məcburi rəqslərinin tezliklərinin üst-üstə düşməməsi üçün, klapan yayının sərbəst rəqslərinin sayı təyin edilir:

$$n_s = \frac{2.17 \cdot 10^7 \cdot d_y}{i_{i\grave{s}} \cdot D^2}.$$

Klapan yayının sərbəst rəqslərinin sayının (n_s) qazpaylama valının dövrlər sayına ($n_{q.v.}$) nisbəti tam ədədə bərabər olmamalıdır (ələlxüsus da $\frac{n_s}{n_{qv}} = 1$ olması çox

qorxuludur). Bir klapanda iki yaydan istifadə edildikdə isə $\frac{n_{sx}}{n_{qv}} \neq \frac{n_{sd}}{n_{qv}}$ şərti ödənilməlidir.

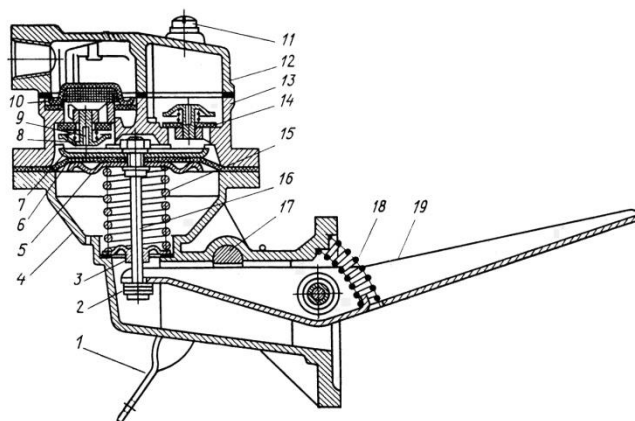
YOXLAMA SUALLAR

23. Qığılımla alışdırılmalı və dizel mühərriklərinin yanacaq sistemlərinin əsas elementlərinin konstruksiya edilməsi.

23.1 Benzin nasosunun hesabı.

Benzin nasosunun vəzifəsi yanacağı çəndən qəbul edərək, sabit təzyiq altında karbüratorun üzgəc kamerinə vurmaqdır. Karbüratorlu mühərriklərdə elektrik mühərriki vasitəsilə hərəkətə gətirilən, mühərrikin dirsəkli və ya qazpaylama valından mexaniki yolla hərəkət alan benzin nasosları tətbiq edilir. Elektrik intiqallı nasoslar mərkəzdən-qaçma, mexaniki intiqallı nasoslar isə diafraqmalı tipli olur. Mexaniki intiqallı diafraqmalı nasoslar daha geniş tətbiq olunur. Belə nasosun kəsiliş sxemi şəkl.23.1-də göstərilmişdir.

Bu nasosun işçi elementini üzəri xüsusi lakla örtülmüş parça qatından ibarət diafraqma təşkil edir.



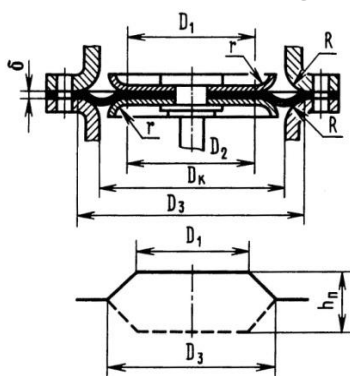
Şəkl. 23.1. Diafraqmalı tipli benzin nasosu:

1-əl ilə işlətmə lingi; 2-şayba; 3-kipləşdirici; 4-gövde; 5-aşağı sıxıcı disk; 6-diafraqma; 7-yuxarı sıxıcı disk; 8-klapanın gövdəsi; 9-sorma klapanı; 10-torlu süzgəc; 11-vint; 12-qapaq; 13-başlıq; 14-vurma klapanı; 15-diafraqma yayı; 16-mil; 17-əl linginin oxu; 18- lingin yayı; 19-ling.

Nasosun 19 lingi mühərrikin qazpaylama valının üzərindəki eksentrikə söykənərək, ondan hərəkət alır. Lingin hərəkəti nəticəsində 16 mili 6 diafraqmasını aşağı çəkəndə, yaranmış seyrəklik nəticəsində 9 sorma klapanından diafraqmaüstü həcmə benzin sorulur. Sonra 15 yayının təsiri ilə diafraqma yuxarı hərəkət edərək, vurma gedişi edir. Bu zaman sorma klapanı bağlanır və təzyiqlər fərqinin təsiri ilə 14 vurma klapanı açılır, yanacaq klapanından keçərək, karbüratora verilir. Beləliklə, diafraqmanın sorma gedişi məcburi yolla, 19 lingi vasitəsilə, vurma gedişi isə 15 yayının təsiri ilə baş verir. Bunun nəticəsində nasosun məhsuldarlığı avtomatik olaraq mühərrikin yanacaq sərfinə uyğunlaşır.

Mühərrik az yanacaq sərf etdikdə və üzgəc kamerinin iynə klapanının keçid sahəsi kiçildikdə, diafraqmaüstü həcmdə yanacaq yığılıb qalaraq, burada təzyiqi artırır. Bu, 15 yayının nisbətən çox sıxılmış halda, diafraqmanın isə aşağı vəziyyətdə qalmasına səbəb

Benzin nasosu layihələndirilərkən və hesablanarkən, onun tələb olunan məhsuldarlığına əsasən diafraqmanın diametri və gedişi təyin edilir. Nasosun hesablama sxemi şəkil 23.2-də göstərilmişdir.



Şəkil 23.2.
Diafraqmalı benzin
nasosunun hesablama
sxemi.

Nasosun əsas ölçüləri hesablandıqda ilk növbədə diafraqma milinin tam gedişi h_T seçilir. Tam gediş $4 \div 6 \text{ mm}$ hədlərində seçilməlidir. $h_1 > 6 \text{ mm}$ qəbul edilərsə, gövdənin daxili diametri $D_k < 50 \text{ mm}$ alınır. Bu zaman diafraqmanın hərəkəti zamanı onun deformasiyası həddən artıq olduğundan, xidmət müddəti azalır. Buna görə də $D_k < 50 \text{ mm}$ qəbul edilməsi məsləhət görülmür. Sıxıcı diskin diafraqma ilə görüşmə çevrəsinin D_2 diametri hesablandıqda, nəzərdə tutulur ki, nasos işlədikcə onun hissələrinin yeyilməsi nəticəsində milin işçi gedişi h_i azalıb, $h_i = 0.1 \cdot h_T$.

Mühərrikin nominal güc rejimlərindəki $G_y \left[\frac{kq}{saat} \right]$ saatlıq yanacaq sərfini təyin etmək üçün nasosun sikllik yanacaq verilişi belə hesablanmalıdır:

$$V_s = \frac{10^6 \cdot G_y \cdot i_n}{60 \cdot \rho_v \cdot n} [mm^3], \quad (23.1)$$

burada i_n – mühərrikin dirsəkli valı ilə nasosu hərəkətə gətirən val arasında ötürmə ədədi;
 n – mühərrikin dirsəkli valının nominal fırlanma tezliyidir [$d\omega q^{-1}$].

Diafraqmanın hər gedişində vurduğu yanacağın həcmi diafraqmanın aşağı və yuxarı kənar vəziyyətləri arasında alınan iki kəsik konusun həcmləri cəminə bərabərdir. Həmin həcm qiyəti belə hesablanı bilər:

$$V_{n,n} = \frac{\pi \hbar_i \cdot (D_1^2 + D_2^2 + D_1 \cdot D_2)}{12}$$

Lakin müəyyən xətəyə yol verməklə həmin həcm diametri D_2 və hündürlüyü h_T olan silindrin həcmi kimi hesablanı bilər. Onda diafraqmanın hər gedişində vurduğu yanacaqın nəzəri həcmi aşağıdakı kimi olar:

$$V_{n.n} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot h \text{ [mm}^3\text{]}. \quad (23.2)$$

(23.1) və (23.2) ifadələrinin bərabərliyindən, yəni $V_s = V_{n.n}$ şərtindən alırıq:

$$D_2 = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_s}{\pi \cdot h_i}} \text{ [mm]}. \quad (23.3)$$

Burada $h_i = 0.1h_T$ qəbul edilməlidir.

Mövcud nasoslarda adətən $D_2 = 30 \div 45 \text{ mm}$ hədlərində, D_1 isə D_2 -yə bərabər qəbul edilir. Gövdənin daxili diametri D_k isə belə hesablanır:

$$D_k = D_2 + 4r + 4\delta \text{ [mm]},$$

burada r – diafraqmanın sıxıcı diskləri kənarlarının əyilmə radiusu [mm],

δ – diafraqmanın qalınlığıdır [mm], $\delta = 0.5 \div 1.5 \text{ mm}$ hədlərində olur.

Müasir nasoslarda $D_k \approx (1.4 \div 1.8)D_2$ hədlərində qəbul edilir.

D_k diametri kiçik olduqda nasosun ölçüsü və çəkisi azalır. Lakin D_k -nın D_1 -ə çox yaxın olması da məqsədəuyğun deyil. Çünki, bu halda iş zamanı diafraqma böyük deformasiyaya məruz qalır və nəticədə onun xidmət müddəti azalır.

$D_3 - D_1$ fərqi kiçik olduqda, diafraqmanın həmin fərqə uyğun həlqəvi sahəsi azalır və nəticədə diafraqmaya təsir edən təzyiq qüvvəsi azalır. $D_3 = D_2 + 2R$ kimi hesablanıla bilər. Gövdənin dəyirmilmə radiusu $R \geq 0.5h_i$ qəbul olunmalıdır. $R \geq 7 \div 8 \text{ mm}$ olması məsləhət görülür. Bu qiymətlər daxilində diafraqmanın iş şəraiti yaxşılaşır və xidmət müddəti artır.

Nasosun lazımi təzyiq yaratması üçün yayın elastiklik qüvvəsi düzgün seçilməlidir. Yayın sərtliyi elə seçilməlidir ki, nasosun hissələri yeyildikdə belə onun məhsuldarlığı mühərrikin nominal yanacaq sərfini təmin etsin. Yay diametri $1.8 \div 2.0 \text{ mm}$ olan 65Г markalı polad məftildən hazırlanır və sərtliyi $12 \div 35 \frac{N}{sm}$ hədlərində olur. Yayın sarğılar sayı $6.5 \div 7.5$, daxili diametri $20 \div 30 \text{ mm}$, sərbəst halda uzunluğu isə $40 \div 55 \text{ mm}$ olur.

Nasosun ən zəif elementi diafraqmadır. Diafraqma üzəri lakla örtülmüş bir neçə qat xüsusi sintetik parçadan hazırlanır. Son zamanlar diafraqma qalınlığı 1.5 mm olan rezinləşdirilmiş parçadan da hazırlanır. Belə diafraqmanın xidmət müddəti daha çoxdur.

Diafraqmanın xidmət müddəti əsasən nasosun sorma traktının müqavimətindən (sorma zamanı yaranan seyrəkliyin qiymətindən), vurma təzyiqindən, $D_3 - D_1$ fərqinə uyğun diafraqmanın həlqəvi kəsiyinin sahəsindən, R və r dəyirmilmə radiuslarından, diafraqmanın rəqs tezliyindən, gedişindən və hərəkət təcilindən asılıdır.

Sorma traktının müqavimətini azaltmaq üçün sorma klapanının keçid sahəsini artırmaq və onun yayının sərtliyini azaltmaq lazımdır. Lakin böyük diametrli klapanı yerləşdirmək və eləcə də onun kipliyini təmin etmək çətin olduğundan, bəzən bir neçə (2-3) kiçik diametrli sorma klapanı tətbiq olunur. Sorma və vurma klapanlarının dəyişinin diametri $(0.12 \div 0.16)D_k$ hədlərində seçilir. Klapanların qalxma hündürlüyü isə $1.5 \div 2.5 \text{ mm}$ olur. Sorma və vurma klapanları yaylarının sərtliyi nasosun məhsuldarlığına, sormadakı seyrəkliyin qiymətinə və vurma təzyiqinə böyük təsir göstərir. Sorma

klapanının yayı zəif olduqda, yalnız klapanın müqaviməti deyil, həm də onun yerinə oturma sürəti azalır. Bunun da nəticəsində sorulan yanacağın bir hissəsi vurma zamanı sorma klapanından geri qayıdaraq, nasosun məhsuldarlığının azalmasına səbəb olur. Klapanların yayı diametri $0.2 \div 0.4 \text{ mm}$ olan fosforlu bürüncdən hazırlanır. Yaylar $5.5 \div 6.5$ sarğıya malik olur. Yayların xarici diametri $6-8 \text{ mm}$, sərtliyi isə $0.3-0.4 \text{ N/sm}$ hədlərində olur.

Klapanlar benzinə davamlı rezindən hazırlanır və yayla birlikdə latun və ya sink ərintisindən hazırlanmış klapan gövdəsində yerləşdirilir. Son zamanlar klapanlar plastik kütlədən də hazırlanır.

Diafraqmanın rəqs tezliyi və hərəkət təcili nasosun intiqalından və onun ölçülərindən asılıdır. Mexaniki intiqallı diafraqmalı nasoslar adətən paylayıcı val üzərində ekssentrikdən hərəkət alır. Ekssentrikin diametri $35 \div 42 \text{ mm}$, onun ekssentrisiteti isə $3-4 \text{ mm}$ hədlərində olmalıdır. Bu qiymətlər daxilində diafraqmanın hərəkət təcili minimum hədlərdə olur.

Benzin nasoslarının gövdəsi asan əriyən sink və ya alüminium ərintilərindən təzyiq altında tökmə üsulu ilə hazırlanır. Sink ərintilərinin istilikkeçirmə əmsalı alüminium ərintilərinə nisbətən daha az olduğundan, onlardan hazırlanmış nasos gövdəsi iş zamanı daha az qızır və bunun nəticəsində sink ərintilərindən hazırlanmış gövdəyə malik nasoslarda yanacağın buxarlanaraq, buxar tıxacı əmələ gətirməsi ehtimalı daha az olur.

23.2. Dizel mühərrikinin qidalanma sistemi elementlərinin hesablanması.

23.2.1. Yüksək təzyiqli yanacaq nasosunun əsas ölçülərinin təyini.

Avtotraktor dizellərində daha geniş tətbiq olunan zolotnikli dozalandırma nasos seksiyasının əsas ölçülərinin hesablanmasını nəzərdən keçirək. Yüksək təzyiqli yanacaq nasosunun əsas ölçüləri *plunjerin diametri, aktiv və tam gedişləridir*. Bu ölçülər mühərrikin nominal yük rejimində sikllik yanacaq verilişinə görə təyin edilir.

Nominal sikllik yanacaq verilişi kütlə vahidi ilə aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$g_s = g_e N_e \tau \cdot 10^3 / (120ni), \text{ mq.} \quad (23.4)$$

Nominal sikllik yanacaq verilişinin həcm vahidi ilə miqdarı:

$$V_s = g_e N_e \tau \cdot 10^3 / (120ni\rho_y), \text{ mm}^3. \quad (23.5)$$

Burada: g_e – mühərrikin xüsusi effektiv yanacaq sərfi, $q/(kVt\text{-saat})$;

N_e – mühərrikin effektiv gücü, kVt .

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

i – mühərrikin silindrlərinin sayı;

ρ_y – yanacağın sıxlığı, q/sm^3 ;

τ – mühərrikin taktlığıdır (2 və ya 4).

Yanacağın sıxılan olması, sızmalar və yüksək təzyiq borusunun deformasiyası səbəblərindən sikllik yanacaq verilişinin həqiqi qiyməti nəzəri qiymətindən kiçik olur. Sikllik yanacaq verilişinin həqiqi qiymətinin nəzəri qiymətinə olan nisbəti nasosun veriliş əmsalı adlanır:

$$\eta_n = \frac{V_s}{V_n} \cdot \quad (23.6)$$

burada: $V_n = f_p h_{ak}$ – yanacaq nasosunun nəzəri sikllik yanacaq verilişidir.

f_p – plunjerin en kəsiyinin sahəsi;

h_{ak} – plunjerin aktiv gedişidir.

Nasosun η_n veriliş əmsalının qiyməti mühərrikin nominal iş rejimində $0,75 \div 0,90$ hədlərindədir.

(23.6) ifadəsindən nasosun tələb olunan nəzəri sikllik yanacaq verilişinin qiyməti təyin edilir:

$$V_n = V_s / \eta_n \cdot \quad (23.7)$$

Ətraf mühitin aşağı temperatur şəraitində soyuq mühərrikin etibarlı işə salınmasını təmin etmək üçün işəsalma yanacaq verilişi (V_i) nominal rejim üçün nəzəri yanacaq verilişindən $2,5 \div 3,2$ dəfə artıq olmalıdır:

$$V_i = (2,5 \div 3,2) V_n \cdot \quad (23.8)$$

İşəsalma rejimi üçün maksimum yanacaq verilişinin (V_i) qiymətinə əsasən, cədvəl 23.1-dən plunjerin diametri d_p seçilir. Plunjer diametrinin $6,0 \text{ mm}$ -dən kiçik qəbul edilməsi istehsal texnologiyasının çətinliyinə görə məsləhət görülmür.

Cədvəl 23.1

V_i, mm^3	100	125	135	160	180	230	280	330
d_p, mm	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	9,0	10,0	12,0

Bundan sonra plunjerin aktiv gedişi təyin edilə bilər:

$$h_{ak} = \frac{4V_i}{\pi d_p^2}, \text{ mm}. \quad (23.9)$$

Plunjerin tam gedişi plunjer gilizindəki doldurma və kəsmə pəncərələrinin d_0 diametrlərinə bərabər gediş əlavə olunmaqla hesablanır:

$$h_t \geq h_{ak} + 2d_0, \text{ mm}. \quad (23.10)$$

Çox zaman $d_0 = 3 \text{ mm}$ qəbul edilir.

Plunjerin təyin olunmuş tam gedişi h_t tam qiymətə dək yuvarlaqlaşdırılır. Bundan sonra plunjerin tam gedişinin onun diametrlərinə olan nisbəti yoxlanılır:

$$k = \frac{h_t}{d_p} \cdot \quad (23.11)$$

Həmin nisbətin qiyməti seksiyalı tipli nasoslar üçün $k = 0,9 \div 1,2$, paylayıcı tipli nasoslar üçün isə $k = 0,8 \div 1,0$ hədlərində olmalıdır. Əgər nisbət bu hədlərdən kənara çıxarsa, plunjerin diametri dəyişdirilərək, onun tam gedişi yenidən hesablanmalıdır.

23.2.2. Forsunkanın hesablanması.

Forsunkanın hesablanması əsas etibarilə onun *tozlandırıcı dəşiklərinin diametrinin* təyin edilməsindən ibarətdir.

Mühərrikin nominal iş vecimi üçün sikllik yanacaq verilişinin həcmi miqdarı V_s

(23.5) ifadəsi vasitəsilə təyin edilir.

Mühərrikdə tətbiq edilən yanıcı qarışıqın hazırlanma üsulu nəzərə alınmaqla, dirsəkli val üzrə yanacaq püskürülməsinin davamiyyət bucağının φ_p qiyməti qəbul edilir. Əgər mühərrik səthi-təbəqəli qarışdırma üsulu ilə işləyirsə, $\varphi_p = 15 \div 25^\circ$, daha böyük püskürmə sürəti tələb edən, bölünməmiş yanma kamerli həcmi qarışdırma üsulu ilə işləyirsə, daha az, yəni $\varphi_p = 10 \div 20^\circ$ qəbul edilir.

Püskürmə müddəti belə hesablanır:

$$t_p = \frac{\varphi_p}{6n}, \text{ s.} \quad (23.12)$$

Burada n – dirsəkli valın nominal fırlanma tezliyidir, $dəq^{-1}$.

Forsunkanın tozlandırıcı deşiklərindən yanacağın orta püskürülmə sürəti hesablanır:

$$w_f = \sqrt{\frac{2}{\rho_y} (P_f - P_s) \cdot 10^3}, \text{ m/s.} \quad (23.13)$$

ρ_y yanacağın sıxlığıdır, q/sm^3 .

Forsunkada yanacağın püskürmə təzyiqinin orta qiyməti P_f avtotraktor dizellərində 20-40 MPa hədlərində qəbul edilir,

P_s – püskürmə prosesi müddətində mühərrikin silindrində qazların təzyiqinin orta qiymətidir və yanma prosesinin orta təzyiqi kimi hesablanır:

$$P_s = \frac{P_c'' + P_z}{2}, \text{ MPa.} \quad (23.14)$$

Burada P_c'' və P_z – sıxma prosesinin son təzyiqi və yanma prosesinin maksimum təzyiqidir.

Püskürmə təzyiqindən asılı olaraq, yanacağın orta püskürmə sürəti $w_f = 150 \div 300 \text{ m/s}$ hədlərində ola bilər.

Tozlandırıcı deşiklərin ümumi keçid sahəsi aşağıdakı düsturdan hesablanır:

$$f_c = \frac{V_s}{\mu_c w_f \cdot t_p \cdot 10^3}, \text{ mm}^2. \quad (23.15)$$

Forsunkanın tozlandırıcı deşiklərinin *sərf əmsali* $\mu_c = 0,65 \div 0,75$ intervalında qəbul edilir. $\mu_c f_c$ hasili tozlandırıcı deşiklərin *effektiv keçid sahəsi* adlanır. Tozlandırıcı deşiklərin sayı yanıcı qarışıqın hazırlanma üsulu və yanma kamerinin forması nəzərə alınmaqla seçilir. Tozlandırıcı deşiklərin sayını oxşar mühərrikdə olduğu kimi də qəbul etmək məsləhət görülür. Bölünməmiş yanma kamerli həcmi qarışdırma üsulu ilə işləyən dizellərdə tozlandırıcı deşiklərin sayı $i_f = 3 \div 8$ intervalında qəbul oluna bilər. Daha çox rast gəlinən sayı isə 3, 4, 5-dir.

Tozlandırıcı deşiklərin diametri aşağıdakı düsturdan təyin edilir:

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi i_f}}, \text{ mm.} \quad (23.16)$$

Yanacağın yaxşı tozlandırılmasını təmin etmək, eyni zamanda hazırlanma texnologiyasını çox mürəkkəbləşdirməmək üçün tozlandırıcı deşiklərin diametri $d_c = 0,25 \div 0,35 \text{ mm}$ hədlərində olmalıdır. Əgər təyin olunmuş diametr bu hədlərdən kənara çıxarsa, deşiklərin sayı artırılır və ya azaldılır, diametr isə yenidən hesablanır.

Şiftli forsunkada yanacaq şiftin xarici səthi ilə tozlandırıcı deşiyinin daxili divarları

ilə məhdudlanan halqa şəkilli keçid sahəsindən püskürülür. Buna görə tozlandırıcı deşiyin ümumi keçid sahəsi (23.15) düsturu ilə hesablandıqdan sonra, tozlandırıcı deşiyinin d_t diametri $d_t = 1,5 \div 2,2 \text{ mm}$ intervalında qəbul edilməklə, ştiftin d_s diametri hesablanır. Halqa şəkilli keçid sahəsi belə ifadə oluna bilər:

$$f_c = \frac{\pi d_t^2}{4} - \frac{\pi d_s^2}{4}. \quad (23.17)$$

Buradan ştiftin diametri təyin edilir:

$$d_s = \sqrt{d_t^2 - \frac{4f_c}{\pi}}, \text{ mm}. \quad (23.18)$$

23.2.3. Porşenli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.

Alçaq təzyiqli yanacaq nasosu bütün iş rejimlərində yüksək təzyiqli nasosun tələb etdiyindən çox yanacaq verməlidir. Nasosun yanacaq sərfinin artıq götürülməsinin səbəbi bir tərəfdən, onun hissələrinin yeyilməsi zamanı məhsuldarlığının azalmasını kompensə etmək, digər tərəfdən isə, artıq yanacağı qidalanma sistemində dövr etdirərək, sistemin detallarını soyutmaq və sistemdə yarana biləcək hava-buxar tıxaclarını kənarlaşdırmaqdır.

Alçaq təzyiqli nasosun məhsuldarlığı (Q_n) mühərrikin nominal iş rejimində saatlıq yanacaq sərfindən 4-6 dəfə artıq olmalıdır, yəni:

$$Q_n = (4 \div 6) \frac{g_e N_e}{\rho_y \cdot 10^3}, \text{ dm}^3/\text{saat}. \quad (23.19)$$

Burada g_e – mühərrikin xüsusi effektiv yanacaq sərfi, $q/(kVt \cdot \text{saat})$;

N_e – mühərrikin effektiv gücü, kVt .

ρ_y – yanacağın sıxlığıdır, q/sm^3 .

Porşenli alçaq təzyiqli nasosun ölçüləri ilə onun saatlıq həcmi məhsuldarlığı arasında aşağıdakı asılılıq vardır:

$$Q_n = \frac{\pi D_n^2}{4} h_n n_n \eta_n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 1,5 \cdot 10^{-5} \pi D_n^2 h_n n_n \eta_n, \text{ dm}^3/\text{saat}. \quad (23.20)$$

Burada D_n və h_n – nasos porşeninin diametri və gedişi, mm ;

n_n – nasos valının fırlanma tezliyi, $d\text{əq}^{-1}$;

η_n – nasosun veriliş əmsalıdır, $\eta_n = 0,7 \div 0,8$.

Porşenli alçaq təzyiqli yanacaq nasosu çox zaman yüksək təzyiqli nasosun gövdəsi üzərində yerləşdirilir və onun yumruqlarından birindən və ya yumruqlu val üzərində yerləşən xüsusi eksentrikdən hərəkət alır. Buna görə də 4 taktlı dizel mühərrikində nasos valının fırlanma tezliyi n_n dirsəkli valın fırlanma tezliyindən 2 dəfə az qəbul edilir.

Əgər alçaq təzyiqli nasosun porşeni yüksək təzyiqli nasosun yumruqlarından birindən hərəkət alırsa, porşenin gedişi plunjerin tam gedişinə bərabər olur ($h_n = h_t$), əgər xüsusi eksentrikdən hərəkət alırsa, plunjerin tam gedişinə yaxın qiymətlərdə qəbul edilə bilər.

Qəbul olunmuş qiymətlər daxilində (23.20) ifadəsindən porşenin diametri təyin edilir:

$$D_n = \sqrt{\frac{Q_n}{1,5 \cdot 10^{-5} \pi h_n n_n \eta_n}}, \text{ mm}. \quad (23.21)$$

Porşen diametrinin təyin olunmuş qiyməti tam qiymətədek yuvarlaqlaşdırılır.

23.2.4. Xarici ilişməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.

Xarici ilişməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun tələb olunan saatlıq həcmi məhsuldarlığı (23.19) ifadəsindən təyin edilir.

Dişli çarx tipli nasosun ölçüləri ilə saatlıq həcmi məhsuldarlığı (Q_n) arasında aşağıdakı əlaqə vardır:

$$Q_n = 2\pi D_0 m b n_n \cdot \eta_n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 12 \cdot 10^{-5} \pi D_0 m b n_n \cdot \eta_n, dm^3/saat. (23.22)$$

Burada: D_0 – dişli çarxların başlanğıc çevrə diametri, mm ;

m – dişin modulu, mm ;

b – dişin uzunluğu, mm ;

n_n – dişli çarxların fırlanma tezliyi, $dəq^{-1}$;

η_n – nasosun veriliş əmsalıdır. Dişli çarx tipli nasoslarda veriliş əmsalı $\eta_n = 0,80 \div 0,85$ hədlərindədir.

Dişin modulu $m = 3 \div 6 mm$ hədlərində qəbul edilir. Dişli çarxların başlanğıc çevrəsinin diametri dişin modulu vasitəsilə ifadə edilə bilər:

$$D_0 = z m, mm. (23.23)$$

Dişlərin sayı $z = 6 \div 12$ intervalında qəbul edilərək, başlanğıc çevrəsinin D_0 diametri hesablanır.

Nasosun mühərrikin hansı valından hərəkət alması və ötürmə ədədi nəzərə alınaraq, dişli çarxların n_n fırlanma tezliyinin qiyməti seçilir. Bundan sonra, (23.22) ifadəsindən dişin uzunluğu təyin edilir:

$$b = \frac{Q_n}{12 \cdot 10^{-5} \pi D_0 m n_n \eta_n}, mm. (23.24)$$

23.2.5. Daxili ilişməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesablanması.

Daxili ilişməli dişli çarx tipli alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun ölçüləri ilə onun saatlıq həcmi məhsuldarlığı (Q_n) arasında aşağıdakı əlaqə vardır:

$$Q_n = 6 \cdot 10^{-5} \pi m b \eta_n (D_{0d} n_d + D_{0x} n_x), dm^3/saat. (5.38)$$

Burada: m – dişin modulu, mm ;

b – dişin uzunluğu, mm ;

D_{0d}, D_{0x} – uyğun olaraq, daxili və xarici dişli çarxların başlanğıc çevrə diametrləri, mm ;

n_d, n_x – uyğun olaraq, daxili və xarici dişli çarxların fırlanma tezlikləri, $dəq^{-1}$;

η_n – nasosun veriliş əmsalıdır ($\eta_n = 0,80 \div 0,85$ hədlərində qəbul edilir).

Dişin modulu $m = 3 \div 6 mm$ hədlərində qəbul edilir. Daxili dişli çarxın dişlərinin sayı $z_d = 6 \div 12$ intervalında, dişli çarxlar arasında ötürmə ədədi isə $i = 1,20 \div 1,35$ hədlərində qəbul edilir. Bundan sonra xarici dişli çarxın dişlərinin sayı hesablanır:

$$z_x = i \cdot z_d. \quad (23.39)$$

Xarici çarxın dişlərinin təyin olunmuş z_x sayı tam ədədə qədər yuvarlaqlaşdırılır və dişlərin sayı nəzərə alınmaqla, ötürmə ədədinin dəqiqləşdirilmiş qiyməti təyin edilir:

$$i = \frac{z_x}{z_d}. \quad (23.40)$$

Daxili, yəni aparıcı dişli çarxın fırlanma tezliyi n_d xarici ilişməli dişli çarxlı nasos üçün yuxarıda qeyd olunan mülahizələr nəzərə alınmaqla seçilir və xarici, yəni aparılan dişli çarxın fırlanma tezliyi hesablanır:

$$n_x = \frac{n_d}{i}, \quad d\omega^{-1}. \quad (23.41)$$

Bundan sonra daxili və xarici çarxların başlanğıc çevrələrinin diametrləri hesablanır:

$$D_{0d} = z_d m, \quad mm. \quad (23.42)$$

$$D_{0x} = z_x m, \quad mm. \quad (23.43)$$

Təyin olunmuş qiymətlər (5.38) ifadəsində yerinə yazılmaqla, dişlərin uzunluğu belə təyin edilir:

$$b = \frac{Q_n}{6 \cdot 10^{-5} \pi m \eta_n (D_{0d} n_d + D_{0x} n_x)}, \quad mm. \quad (23.44)$$

az olur.

Qapalı forsunkada ucluq (soplo) dəşikləri ilə yüksək təzyiqli yanacaq borusu arasında əlaqə yalnız yanacaq püskürülən vaxt, açıq forsunkada isə həmişə yaranır.

Karbüratorda hava qapağının vəzifəsi havanın miqdarını tənzimləməkdir. Karbüratorun hesabında diffuzorun diametri təyin edilir. Karbüratorun diffuzorunun vəzifəsi havanın sürətini artırmaqdır. Karbüratorun baş jiklyorunun vəzifəsi yanacağın miqdarını tənzimləməkdir. Karbüratorun hesabında baş jiklyorun diametri hansı təyin edilir. Ekonomayzerin vəzifəsi yanıcı qarışığı zənginləşdirməkdir. Ekonomayzer maksimum güc rejiminə yaxın, sürətləndirici nasos isə drossel qapağının kəskin açılması zamanı işə düşür.

Yüksək təzyiqli yanacaq nasosunun plunjerinin diametri aşağıdakı ifadədən təyin edilir:

$$d_{pl} = \sqrt[3]{4V_n / (\pi S_{pl} / d_{pl})}$$

Alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun vəzifəsi yanacağı çəndən yüksək təzyiqli yanacaq nasosuna verməkdir. Alçaq təzyiqli yanacaq nasosunun hesabında onun porşeninin diametri təyin edilir. Porşenli alçaq təzyiqli yanacaq nasosu hərəkəti yüksək təzyiqli yanacaq nasosunun yumruqlu valından alır.

YOXLAMA SUALLAR

MÜHAZİRƏ 24

DYM-in yağlama və soyutma sistemlərinin əsas elementlərinin konstruksiya edilməsi. Yağlama sisteminin elementlərinin hesabı.

Yağlama sisteminin vəzifəsi mühərrikin hissələrindəki sürtünməni azaltmaq, korroziyanın qarşısını almaq, yeyilmə məhsullarını çıxarmaq və ayrı-ayrı qovşaqları soyutmaq məqsədi ilə mühərrikin hərəkətli hissələrinin yağlanması təmin etməkdir. Mühərrikin tipindən və konstruksiyasından asılı olaraq yağlama sistemində üç üsuldən istifadə oluna bilər: çiləmə ilə, təzyiq altında və kombinə olunmuş. Avtomobil və traktor mühərriklərinin əksəriyyətində kombinə olunmuş üsuldən istifadə edilir.

Yağlama sisteminin əsas elementləri kimi yağ nasosunu, mərkəzdənqaçma yağ süzgəcini (sentrifuqanı) və yağ radiatorunu göstərə bilərik. Bu elementlərin hesabı dedikdə onların əsas ölçülərinin təyin olunması başa düşülür.

24.1. Yağ nasosunun hesabı.

Yağ nasosunun vəzifəsi yağın mühərrikin sürtünən hissələrinin səthinə verilməsini təmin etməkdir. Konstruksiyalarına görə yağ nasosları dişli çarxlı və sonsuz vint şəkilli olur. Dişli çarxlı nasoslar konstruksiyasının sadəliyinə, yığcamlığına, iş etibarlılığına görə fərqləndiklərindən avtomobil və traktor mühərriklərində daha çox tətbiq olunurlar.

Dişli çarxlı yağ nasosunun hesabı dedikdə onun dişli çarxının ölçülərinin təyin edilməsi başa düşülür. Bunun üçün əvvəlcə mühərrikin yağlama sistemində yağın dövrü sərfini təyin etmək lazımdır.

Yağın dövrü sərfi (V_d) yağın mühərrikdən apardığı istilik miqdarından asılıdır. Q_y -nin qiyməti müasir avtomobil və traktor mühərrikləri üçün yanacağın yanması nəticəsində ayrılan ümumi istiliyin (Q_o) 1,5÷ 3,0 %-ni təşkil edir:

$$Q_y = (0,015 \div 0,03) \cdot Q_o, \text{ kC/san}$$

Yanacağın yanması nəticəsində ayrılan ümumi istilik miqdarı:

$$Q_o = \frac{Q_H \cdot G_t}{3600}, \text{ kC/san}$$

burada Q_H – yanacağın aşağı yanma istiliyi, kC/kq;

G_t – saatlıq yanacaq sərfidir, kq/saat.

Yağın dövrü sərfi:

$$V_d = \frac{Q_y}{\rho_y \cdot c_y \cdot \Delta T_y}, \text{ m}^3 / \text{san}$$

burada ρ_y – yapın sıxlığı, hesablamalarda $\rho_y = 900 \text{ kq/m}^3$ qəbul edilir;

$c_y = 2,094 \text{ kC/(kq} \cdot \text{K)}$ – yağın orta istilik tutumu;

$\Delta T_y = 510^\circ\text{C}$ – mühərrikdə yağın qızma temperaturudur.

Mühərrikin yağlama sistemində yağın təzyiqini sabitləşdirmək üçün yağın dövrü sərfini 2-3 dəfə çox götürürlər. Onda:

$$V' = (2 \div 3) V_d$$

Yağın nasosdakı boşluqlardan sızması ilə əlaqədar olaraq onun hesabi məhsuldarlığı həcmi veriş əmsalına (η_n) görə təyin edilir:

$$V_n = \frac{V'}{\eta_n}, \text{ m}^3 / \text{san}$$

Nasosun hesabi məhsuldarlığı aşağıdakı düsturla da təyin edilə bilər:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot b \cdot h \cdot n_n}{60},$$

burada n_n - dişli çarxın dövrlər sayı, dəq⁻¹;

D_0 - dişli çarxın başlanpıç çevrəsinin diametri, m;

b – dişin uzunluğu, m;

h – dişin hündürlüyü, m.

Əgər $h = 2m$ və $D_0 = z \cdot m$ oldupunu nəzərə alsaq yaza bilərik:

$$V_h = \frac{2\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n_n}{60},$$

burada $z = 6 \div 12$ – dişli çarxın dişlərinin sayı; $m = 3 \div 6$ mm – dişin ilişmə moduludur.

Dişli çarxın (nasosun) dövrlər sayı:

$$n_n = \frac{60 \cdot u_n}{\pi D},$$

burada u_n – dişli çarxın xaric çevrəsindəki çevrəvi sürəti, m/san;

$D = m \cdot (z + 2)$ – dişli çarxın xaric çevrəsinin diametridir, m.

Dişli çarxın xaric çevrəsindəki çevrəvi sürətdən çox götürülmür. Çünki sürətin böyük qiymətlərində nasosun veriş əmsalı kəskin olaraq azalır.

m , z və u_n qəbul olunaraq dişin hündürlüyü təyin edilir:

$$b = \frac{60 \cdot V_h}{2\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot n_n}.$$

Yağ nasosunun hərəkətə gətirilməsi üçün tələb olunan güc:

$$N_n = \frac{p \cdot V_h}{\eta_{y.n.} \cdot 10^3}, \text{ kvt}$$

burada p – yağlama sistemindəki işçi təzyiqdir (qıpılcımla alısdırmalı mühərriklər üçün $p = 0,3 \div 0,5$ MPa, dizel mühərrikləri üçün $p = 0,3 \div 0,7$ MPa); $\eta_{y.n.} = 0,85 \div 0,9$ – yağ nasosunun mexaniki f.i.ə.-dir.

Beləliklə, yağ nasosunun dişli çarxının əsas ölçüləri təyin edildikdən sonra onu layihələndirə bilərik.

24.2. Mərkəzdənqaçma yağ süzgəcinin hesabı.

Mərkəzdənqaçma yağ süzgəci (sentrifuqa) yağı mexaniki hissəciklərdən təmizləmək mərkəzdənqaçma qüvvəsindən istifadə edən narin yağ süzgəcidir.

Avtomobil və traktor mühərriklərinin əksəriyyətində hidroeaktiv intiqalı olan ikiucluqlu (ikisoplolu) sentrifugal daha geniş tətbiq edilir. Hidroeaktiv intiqalın iş prinsipi ucluqlardan çıxan yağ şırnaqlarının reaksiya qüvvələrindən istifadə olunmasına əsaslanır. Konstruksiyasının və istismar zamanı qulluğun sadəliyi ilə fərqlənən hidroeaktiv intiqallı sentrifugal rotorun yüksək bucaq sürəti ilə fırlanmasını, bunun da nəticəsində yağın keyfiyyətli təmizlənməsini təmin edir.

Sentrifuqanın hesabı zamanı onun girişində tələb olunan təzyiqin və rotorun dövrlər sayının təyin olunur. Müasir sentrifugalarda yağın girişdəki təzyiqinin $0,25 \div 0,6$ MPa olması rotorun $5000 \div 8000$ dəq⁻¹ dövrlər sayı ilə fırlanmasını təmin edir.

Yağlama sistemindəki yağın 20%-nin sentrifuqadan keçməsi qəbul olunur. Sentrifuqanın məhsuldarlığı aşağıdakı kimi qəbul edilir:

$$V_s = 0,2 \cdot V_d$$

Yağ şırnağının sıxılma əmsalı $e = 0,9 \div 1,1$ hədlərində dəyişir və ən geniş yayılmış ucluq formaları üçün 0,9 qəbul olunur.

Sentrifuqanın rotorunun dövrlər sayı:

$$n = \frac{\frac{\rho_y \cdot R \cdot V_s^3}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_s}}{b + \frac{\pi \cdot \rho_y R^2 \cdot V_s}{30}}$$

burada: F_s – ucluq dəyişinin en kəsik sahəsi, m^2 ;

R – ucluğun oxundan rotorun fırlanma oxuna qədər olan məsafə, m ;

a – rotorun fırlanmasının başlanğıcında müqavimət momenti, $N \cdot m$;

b – müqavimət momentinin yüksəlmə sürətidir, $N \cdot m/dəq^{-1}$.

Hesablamalarda adətən ucluğun diametri $d_s = 2 \text{ mm}$, $R = 40 \text{ mm}$, $a = (5 \div 20) \cdot 10^4 \text{ N} \cdot m$, $b = (0,03 \div 0,1) \cdot 10^4 \text{ N} \cdot m/dəq^{-1}$ qəbul olunur.

Dövrlər sayının $n = 4500 \div 6500 \text{ dəq}^{-1}$ qiymətlərində yağın keyfiyyətli təmizlənməsi həyata keçirilə bilər.

Sentrifuqanın girişində yağın təzyiqi:

$$p_1 = \frac{\left[V_s^2 - 4 \left(\pi \cdot \frac{n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \alpha^2 F_s^2 \right] \rho_y}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_s^2 \cdot (1 - \psi)}$$

burada r_0 – rotorun radiusu, m ;

ψ – hidravlik itkilər əmsalı;

α – ucluğun sərf əmsalıdır.

Hesablamalarda adətən $r_0 = 0,008 \text{ m}$, tam axınlı sentrifuqalar üçün $\psi = 0,2 \div 0,5$ və tam axınlı olmayan sentrifuqalar üçün isə $\psi = 0,2 \div 0,5$, $\alpha = 0,1 \div 0,2$ qəbul olunur.

Sentrifuqanın hərəkətinə sərf olunan güc (kVt-la):

$$N_s = \frac{\pi \cdot \rho_y \cdot R \cdot n \cdot V_s}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{V_s}{2 \cdot \pi \cdot F_s} - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \right)$$

24.3. Yağ radiatorunun hesabı.

Yağ radiatoru istidəyişdirici aparat olub mühərrikin yağlama sistemində dövr edən yağın soyudulması üçün istifadə olunur. Yağ radiatorlarının iki növü vardır: hava ilə soyudulan hava-yağ radiatorları və su ilə soyudulan su-yağ radiatorları. Aşağıda su-yağ radiatorunun hesabı verilmişdir.

Su-yağ radiatorunun su ilə əhatə olunan soyutma səthi (m^2 ilə):

$$F_y = \frac{Q_m}{K_m \cdot (T_{yor.} - T_{suor.})}$$

burada Q_m – yağın mühərrikdən apardığı istilik miqdarı, C/san ;

K_m – yağdan suya istilikötürmə əmsalı, $Vt/(m^2 \cdot K)$;

$$T_{yor.} = \frac{(T_{y.gir.} - T_{y.çix.})}{2} = 348 \div 363 \text{ K} - \text{yağın radiatorun girişindəki orta temperaturu;}$$

$$T_{suor.} = \frac{(T_{sugir.} - T_{suçix.})}{2} = 343 \div 358 \text{ K} \quad - \text{ suyun radiatordakı orta temperaturu.}$$

Yağdan suya istilikötürmə əmsalı ($Vt/(m^2 \cdot K)$ -lə):

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ist.ver.}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

burada α_1 – yağdan radiatorun divarına istilikvermə əmsalı, $Vt/(m^2 \cdot K)$;

$\delta = 0,002 \text{ m}$ – radiatorun divarının qalınlığı;

$\lambda_{ist.ver.}$ – divarın istilikkeçirmə əmsalı, $Vt/(m \cdot K)$;

α_2 – radiatorun divarından suya istilikvermə əmsalıdır, $Vt/(m^2 \cdot K)$.

α_1 , α_2 və $\lambda_{ist.ver.}$ artdıqda və δ azaldıqda K_m -in qiyməti yüksəlir. α_1 , α_2 və $\lambda_{ist.ver.}$ -in qiymətlərinin analitik yolla təyin edilməsi çətin olduğundan onların qiymətləri təcrübələrə əsasən qəbul olunur.

α_1 -in qiyməti əsas etibarı ilə yağın sürətindən asılıdır. Düz və hamar borular üçün $w_y = 0,1 \div 0,5 \text{ m/san}$ olduqda $\alpha_1 = 100 \div 500 \text{ Vt/(m}^2 \cdot K)$; borularda burulpanlılıq və $w_y = 0,5 \div 1,0 \text{ m/san}$ olduqda isə $\alpha_1 = 800 \div 1400 \text{ Vt/(m}^2 \cdot K)$ olur.

$\lambda_{ist.ver.}$ radiatorun materialından asılıdır:

- latun və alüminium ərintiləri üçün $\lambda_{ist.ver.} = 80 \div 125 \text{ Vt/(m} \cdot K)$;

- legirlənmiş poladlar üçün isə $\lambda_{ist.ver.} = 80 \div 125 \text{ Vt/(m} \cdot K)$.

α_2 -nin qiyməti $2300 \div 4100 \text{ Vt/(m}^2 \cdot K)$ hədlərində dəyişir.

Tam istilikötürmə əmsalı:

- düz və hamar borular üçün $K_m = 115 \div 350 \text{ Vt/(m}^2 \cdot K)$;

- borularda burulğanlılıq şəraiti olduqda isə $K_m = 815 \div 1160 \text{ Vt/(m}^2 \cdot K)$

Qabırğalar nəzərə alınsa radiatorun borularının daxili səthi aşapıdakı kimi qəbul edilir:

$$F_b = \frac{F_y}{2,5 \div 3}$$

24.4. Soyutma sisteminin elementlərinin hesabı.

Porşenli daxili yanma mühərriklərində yanacağın yanması nəticəsində böyük miqdarda istilik ayrılır ki, bunun da nəticəsində mühərrikin qızmış qazlarla təmasda olan hissələri də qızır.

Mühərrikin soyudulması onun qızmış hissələrindən məcburi şəkildə istiliyi aparmaqla mühərrikin normal temperatur şəraitini və normal işini təmin etmək məqsədi ilə həyata keçirilir. Mühərrikdən aparılan istiliyin əsas hissəsi soyutma sistemi, az bir hissəsi isə yağlama sistemi və ətraf mühit tərəfindən qəbul edilir.

Avtomobil və traktor mühərriklərində istilik daşıyıcısının növündən asılı olaraq mayeli və hava ilə soyutma sistemləri tətbiq olunur. Mayeli soyutma sistemlərində

soyuducu maddə kimi su və yüksək temperaturda qaynayan digər mayelərdən, hava ilə soyutma sistemlərində isə havadan istifadə edilir.

Mayeli soyutma sistemlərində mühərrikin istilik vəziyyəti soyuducu mayenin temperaturuna görə qiymətləndirilir (qapalı sistemlərdə bu temperatur 100°C , qısamüddətli buraxılabilən temperatur isə 100°C -yə; açıq sistemlərdə isə $90\div 95^{\circ}\text{C}$ -yə bərabərdir).

Göstərilən sistemlərdən hər birinin həm üstün, həm də çatışmayan cəhətləri vardır. Mayeli soyutma sisteminin üstünlüklərinə aşağıdakılar aiddir:

a) istənilən istilik rejimində mühərrikin qızmış hissələrindən istiliyin daha effektiv aparılması;

b) işəsalma zamanı mühərrikin tez və bərabər qızdırılması;

v) silindrlərin bir blokda hazırlana bilməsi;

q) benzin mühərriklərində detonasiyaya az meyllilik;

d) mühərrikin iş rejimləri dəyişdirildikdə onun istilik vəziyyətinin daha stabil olması;

e) soyudulmaya daha az güc sərf olunması və soyutma sisteminə verilən istilikdən istifadə oluna bilməsi.

Mayeli soyutma sisteminin çatışmayan cəhətləri:

a) istismar zamanı təmir və qulluğa çəkilən xərclərin çox olması;

b) ətraf mühit temperaturunun mənfi qiymətlərində iş etibarlılığının azalması və rejimin dəyişməsinə həssaslığının yüksək olması.

Mayeli soyutma sistemli mühərriklər hava ilə soyutma sistemli mühərriklərə nəzərən həcmcə $13\div 17\%$ kiçik, kütləcə təxminən 10% yüngül olur. Hava ilə soyutma sistemli mühərriklərdə soyudulmaya sərf olunan güc $3,5\div 13\%$, mayeli soyutma sistemli mühərriklərdə isə $2\div 9\%$ təşkil edir.

Mayeli soyutma sistemini fərsirə olunmuş mühərriklərdə və silindrin işçi həcmi nisbətən böyük olan mühərriklərdə, hava ilə soyutma sistemini isə fərsirə dərəcəsindən asılı olmayaraq silindrin işçi həcmi 1 litrə qədər olan mühərriklərdə və litr gücü çox böyük olmayan mühərriklərdə tətbiq edilməsi daha məqsədəuyğun hesab edilir.

Soyutma sisteminin əsas elementləri kimi su nasosunu və radiatoru göstərə bilərik. Bu elementlərin hesabı dedikdə onların əsas ölçülərinin təyin olunması başa düşülür.

24.5. Su nasosunun hesabı.

Su nasosunun vəzifəsi soyutma sistemindəki soyuducu mayenin fasiləsiz olaraq dövr etməsini təmin etməkdir. Avtomobil və traktor mühərriklərində mərkəzdənqaçma tipli su nasosları çox geniş tətbiq olunur.

Su nasosunun hesabı dedikdə onun işçi çarxının ölçülərinin təyin edilməsi başa düşülür. Bunun üçün əvvəlcə mühərrikin soyutma sistemindəki mayenin dövrü sərfini təyin etmək lazımdır.

Soyutma sistemindəki soyuducu mayenin dövrü sərfi ($\text{m}^3/\text{san. ilə}$):

$$G_d = \frac{Q_s}{\rho_m \cdot c_m \cdot (T_{m.gir.} - T_{m.çix.})} = \frac{Q_s}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}$$

burada: $\rho_m = 1000 \text{ kq/m}^3$ – suyun və yaxud $\rho_m = 900 \text{ kq/m}^3$ – etilenqlikol qarışığının sıxlığı;

$c_m = 4,187 \text{ kC/(kq} \cdot ^\circ\text{C)}$ – suyun və yaxud $c_m = 2,093 \text{ kC/(kq} \cdot ^\circ\text{C)}$ – etilenqlikol qarışığının xüsusi istilik tutumu;

$\Delta T_m = (6 \div 12) ^\circ\text{C}$ – radiatordakı temperatur düşküsi;

Q_s – soyutma sisteminə verilən istilik miqdarıdır (mühərrikin istilik balansının hesabında təyin edilir), C/san.

Nasosun hesabi məhsuldarlığı (m^3/san ilə) vurma həcmindən sorma həcminə olan maye sızmaları da nəzərə alınmaqla aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$G_{hd} = \frac{G_d}{\eta_n}$$

burada $\eta_n = 0,8 \div 0,9$ – nasosun veriş əmsalıdır.

Nasosun girişdəki dəyişi hesabi miqdarda mayenin keçməsinə təmin etməlidir. Bunun üçün isə aşağıdakı şərt yerinə yetirilməlidir:

$$\frac{G_{hd}}{c_1} = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2)$$

burada: $c_1 = (1 \div 2) \text{ m/san}$ – mayenin girişdəki sürəti;

r_1 və r_0 – pərin girişdəki dəyişinin və topunun radiuslarıdır.

Yuxarıdakı bərabərlikdən pərin girişdəki dəyişinin radiusu təyin edilir:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{hd}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}$$

Mayenin çıxışdakı çevrəvi sürəti (m/san ilə):

$$u_2 = \sqrt{1 + \tan \alpha_2 \cdot \cot \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{p_m}{\rho_m \cdot \eta_h}}$$

burada: α_2 və β_2 – c_2, u_2 və w_2 sürətləri arasındakı uyğun bucaqlardır (şək.24.1);

$p_m = (5 \div 15) \cdot 10^4 \text{ Pa}$ – nasosun yaratdığı basqı;

$\eta_h = 0,6 \div 0,7$ – nasosun hidravliki f.i.ə.-dir.

Pərin kürəyinin profilləndirilməsi zamanı $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$ və $\beta_2 = 12 \div 50^\circ$ hədlərində qəbul olunur. β_2 -nin artması ilə nasosun basqısı da artdığından bəzi hallarda bu bucağı 90° -yə bərabər götürürlər (radial kürəklərdə). Lakin nəzərə almaq lazımdır ki, β_2 -nin artması nasosun f.i.ə.-nin azalmasına səbəb olur.

Pərin çıxışdakı radiusu:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_n} = \frac{u_2}{\omega_n}$$

burada n_n – pərin dövrlər sayı, dəq^{-1} ;

ω_n – pərin bucaq sürətidir, san^{-1} .

onun məhsuldarlığı da həmişə artır. Pərin dövrlər sayı azaldıqda isə onun məhsuldarlığı həmişə azalır.

Soyutma sistemində termostatin vəzifəsi müəyyən temperaturdan sonra mayeni radiatora göndərməkdir. Mayeli soyutma sistemində mayenin temperaturu 70°C-dən aşağı olduqda maye kiçik dairə üzrə dövr edir. Avtomobillərdə mayeli soyutma sistemində maye ventilyator və radiatorun hesabına soyudulur. Mayeli soyutma sistemində ventilyatorun vəzifəsi radiatoru soyutmaqdır.

Soyutma sisteminin hesabında ventilyatorun və su nasosunun ölçüləri, həm də radiatorun soyutma səthi nə təyin edilir. Mühərrikin soyutma sistemi soyutma sisteminə verilən istiliyin miqdarına görə nəyə görə hesablanır.

Radiatorun hesabında onun soyutma səthinin sahəsi təyin edilir. Ventilyatorun hesabında isə onun diametri təyin edilir. Ventilyatorun hərəkətinə sərf olunan güc aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$N_{\text{ven}} = G_h \cdot \Delta P_{\text{tr}} / (1000 \cdot \zeta_{\text{ven}}) .$$

Dirsəkli valın boyunlarına yağın verilməsi kəsilərsə boyundakı yastıqlar əriyə bilər və mühərrik sıradan çıxar. Mühərrikdə yağın soyudulması yağ radiatorunun və karterin ventilyasiyası hesabına həyata keçirilir.

Yağ nasosunun dövrlər sayı artdıqda onun məhsuldarlığı da həmişə artır.

YOXLAMA SUALLAR

MÜHAZİRƏ 25

Mühərrikin turbokompressorunun istilik hesabı.

Mərkəzdənqaçma tipli kompressordan və oxboyu tipli qaz turbinindən ibarət olan turbokompressorun istilik hesabı zamanı əvvəlcə kompressorun sonra isə qaz turbininin hesabı aparılır. Bu hesablamalar aşağıdakı ardıcılıqla yerinə yetirilir.

25.1. Kompessorun hesabı.

Əvvəlcə mühərrikin saatlıq hava sərfi təyin edilir:

$$G_{hm} = \frac{\alpha \cdot g_e \cdot N_e}{250} = \frac{1,9 \cdot 0,228 \cdot 1490}{250} = 2,58 \frac{kq}{san}$$

Mərkəzdənqaçma tipli kompressorun işçi çarxının hesabı sxemi şəkil 25.1-də göstərilmişdir.

$a_1 - a_1$ kəsiyində tormozlanan hava axınının temperaturunu $T_{a_1}^* = T_0 = 293 \text{ K}$ qəbul edirik.

$a_1 - a_1$ kəsiyində tormozlanan hava axınının təzyiqi:

$$P_{a_1}^* = P_0 - \Delta P_{sor}, \text{ MPa}$$

burada: $\Delta P_{sor} = 0,001 \div 0,005 \text{ MPa}$ – havanın kompressorun girişindəki müqavimətini dəf etmək üçün sərf olunan təzyiq itkisidir:

$\Delta P_{sor} = 0,002 \text{ MPa}$ qəbul edirik. Onda

$$P_{a_1}^* = 0,1 - 0,002 = 0,098 \text{ MPa.}$$

$a_1 - a_1$ kəsiyində havanın sürəti $C_{a_1} = 30 \div 70 \frac{m}{san}$ hədlərində dəyişir. $C_{a_1} = 50 \frac{m}{san}$ qəbul edirik.

$a_1 - a_1$ kəsiyində havanın temperaturu:

$$T_{a_1} = T_{a_1}^* - \frac{C_{a_1}^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 293 - \frac{50^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 29,27} = 292 \text{ K.}$$

$a_1 - a_1$ kəsiyində havanın təzyiqi:

$$P_{a_1} = P_{a_1}^* \cdot \left(\frac{T_{a_1}}{T_{a_1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,098 \cdot \left(\frac{292}{293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \approx 0,098 \text{ MPa.}$$

$a_1 - a_1$ kəsiyində havanın sıxlığı:

$$\rho_{a_1} = \frac{P_{a_1} \cdot 10^5}{R \cdot T_{a_1}} = \frac{0,098 \cdot 10^5}{29,27 \cdot 292} = 1,14 \frac{kq}{m^2}$$

Mühərrikin istilik hesabına görə kompressordan sonrakı təzyiq $P_k = 0,1575 \text{ MPa}$ -a, kompressorda təzyiqin yüksəlmə dərəcəsi isə $\pi_k = 1,582$ -yə bərabərdir.

Kompressorda adiabatik sıxmadakı iş:

$$L_{kad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{a_1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 29,27 \cdot 292 \cdot \left(1,582^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 4188 \frac{kq \cdot m}{kq}$$

Adiabatik basqı f.i.ə.-nı mühərrikin hava sərfinə görə $\bar{H}_{ad} = 0,86$ qəbul edirik.

Kompressor çarxının xaric çevrəsindəki çevrəvi sürət:

$$U_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot L_{kad}}{H_{ad}}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 4188}{0,86}} = 218,6 \frac{m}{san}$$

Müasir kompressorlarda çevrəvi sürətin maksimal qiyməti $450 \div 520$ m/san hədlərində dəyişir.

Hava axınının kompressor çarxının qarşısındakı mütləq sürətinin oxboyu toplananı $C_{1a} = C_1 = 80 \div 150 \frac{m}{san}$ hədlərində dəyişir. $C_{1a} = C_1 = 145 \frac{m}{san}$ qəbul edirik.

İşçi çarxın girişində havanın temperaturu:

$$T_1 = T_{a_1} + \frac{C_{a_1}^2 - C_1^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 292 + \frac{50^2 - 145^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 29,27} = 283K$$

İşçi çarxın girişindəki itkilər:

burada $\xi_{a_1} = 0,03 \div 0,06$ – itki əmsalındır. $\xi_{a_1} = 0,03$ qəbul edirik.

Onda

$$L_{ra_1} = 0,03 \cdot \frac{145^2}{2 \cdot 9,81} = 32,1 \frac{kq \cdot m}{kq}$$

Kompressorun girişində havanın politrop göstəricisi aşağıdakı nisbətdən təyin edilir.

$$\frac{n_a}{n_a - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{ra_1}}{R \cdot (T_1 - T_{a_1})} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{32,1}{29,27 \cdot (283 - 292)} = 3,62$$

buradan $n_a = 1,38$ olduğunu təyin edirik.

İşçi çarxın girişində havanın təzyiqi:

$$P_1 = P_{a_1} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{a_1}} \right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} = 0,098 \cdot \left(\frac{283}{292} \right)^{\frac{1,38}{1,38 - 1}} = 0,088 \text{ MPa.}$$

İşçi çarxın girişində havanın sıxlığı:

$$\rho = \frac{P_1 \cdot 10^5}{R \cdot T_1} = \frac{0,088 \cdot 10^5}{29,27 \cdot 283} = 1,06 \frac{kq}{m^3}$$

İşçi çarxın girişində en kəsik sahəsi:

$$F_1 = \frac{G_{hm}}{c_1 \cdot \rho_1} = \frac{2,58}{145 \cdot 1,06} = 0,0168 \text{ m}^2.$$

İşçi çarxın girişdəki diametri:

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{0,785 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 \right]}}, \text{ m}$$

Müasir kompressorlarda $\frac{D_0}{D_1} = 0,25 - 0,6$ hədlərində dəyişir. $\frac{D_0}{D_1} = 0,583$ qəbul edirik.

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,0168}{0,785 \cdot (1 - 0,583^2)}} = 0,180 \text{ m} = 180 \text{ mm.}$$

İşçi çarxın oymağının diametri:

$$D_0 = D_1 \cdot \left(\frac{D_0}{D_1} \right) = 180 \cdot 0,583 = 105 \text{ mm}$$

İşçi çarxın diametrini (D_2) konstruktiv olaraq qəbul edirik. Belə ki, müasir kompressorlarda $\frac{D_1}{D_2} = 0,45 \div 0,67$ hədlərində dəyişdiyindən $\frac{D_1}{D_2} = 0,667$ qəbul edirik. Onda

$$D_2 = \frac{D_1}{\frac{D_1}{D_2}} = \frac{180}{0,667} = 270 \text{ mm olar.}$$

İşçi çarxın dövrlər sayı:

$$n_k = \frac{60 \cdot \varphi_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 218,6}{3,14 \cdot 0,27} = 15468 \text{ dəq}^{-1}$$

İşçi çarxın girişində orta diametr:

$$D_{tor} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}} = \sqrt{\frac{180^2 + 105^2}{2}} = 147 \text{ mm.}$$

İşçi çarxın orta diametrində kürəklər (pər) arasındakı addım:

$$t_{tor} = \frac{\pi \cdot D_{tor}}{z_k}$$

burada z_k – işçi çarxın kürəklərinin sayıdır.

Müasir kompressorlarda $z_k = 7 \div 37$ hədlərində dəyişir. $z_k = 22$ qəbul edirik. Onda

$$t_{tor} = \frac{3,14 \cdot 147}{22} = 21,0 \text{ mm.}$$

25.2. Turbinin hesabı.

Turbinin hesabı üçün mühərrikin istilik hesabından aşağıdakı başlanğıc şərtlər məlumdur:

-turbindən əvvəl qazların orta temperaturu $T_t = T_q = 685 \text{ K}$ və yaxud $t_t = t_q = 412^\circ \text{ S}$,

-turbindən sonrakı əks təzyiq $P_{t_0} = 0,105 \text{ MPa}$,

- rotorun dövrlər sayı $n_{tk} = n_k = 15468 \text{ dəq}^{-1}$,

- nəzəri hava miqdarı $l_0 = G_0 = 14,282 \text{ kq/kq}$ və yaxud $L_0 = 0,493 \text{ kmol/kq}$.

Bundan sonra turbinin istilik hesabı aşağıdakı ardıcılıqla yerinə yetirilir.

Turbindən əvvəlki, şəraitdə yanıcı qarışığın molekulyar dəyişilmə əmsalı:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,526 + (\alpha - 1) \cdot L_0}{\alpha \cdot L_0} = \frac{0,526 + (1,9 - 1) \cdot 0,493}{1,9 \cdot 0,493} = 1,035$$

Havanın molekulyar kütləsi $m_h = 28,9 \text{ kq/kmol}$ olarsa turbindən əvvəl qazların molekul kütləsi:

$$m_1 = m_h \cdot \frac{1 + \alpha \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot l_0} = 28,9 \cdot \frac{1 + 1,9 \cdot 14,28}{1,035 \cdot 1,9 \cdot 14,28} = 28,95 \frac{\text{kq}}{\text{kmol}}$$

Turbindən əvvəl qazların qaz sabiti:

$$R_1 = \frac{848}{m_1} = \frac{848}{28,95} = 29,29 \frac{\text{kJ} \cdot \text{m}}{\text{kq} \cdot \text{d}}$$

Turbindən əvvəl qazların adiabatik göstəricisini $k_1 = 1,35$ qəbul edirik.

Turbindən keçən qazların sərfi:

$$G_{th} = G_{mh} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0}\right) = 2,58 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,9 \cdot 14,282}\right) = 2,68 \frac{kq}{san}$$

Turbokompresorun ümumi f.i.ə. – nı $\eta_{tk} = 0,6$ qəbul edirik.

Turbokompresorun turbini girişdə sabit təzyiqlə işləyir. Ona görə də, turbindən əvvəl tam təzyiq aşağıdakı kimi hesablanır:

$$P_t^* = \frac{P_{t_0}}{\left[1 - \frac{1}{\beta_t \cdot \beta_k} \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right]^{\frac{k_1}{k_1-1}}}$$

Burada

$$\beta_t = \frac{G_{th}}{G_{mh}} \cdot \frac{T_t}{T_{a_1}} \cdot \eta_{tk} = \frac{2,68}{2,58} \cdot \frac{685}{292} \cdot 0,6 = 1,46$$

$$\beta_k = \frac{k_1}{k_1-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{R_1}{R} = \frac{1,35}{1,35-1} \cdot \frac{1,4-1}{1,4} \cdot \frac{29,29}{29,27} = 1,103$$

$$P_t^* = \frac{0,105}{\left[1 - \frac{1}{1,587 \cdot 1,103} \cdot \left(1,582^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right)\right]^{\frac{1,35}{1,35-1}}} = 0,145 \text{ MPa,}$$

Turbindəki adiabatik iş:

$$L_{tad} = \frac{k_1}{k_1-1} \cdot R_1 \cdot T_t \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{t_0}}{P_t^*}\right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}\right] = \frac{1,35}{1,35-1} \cdot 29,29 \cdot 685 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,105}{0,145}\right)^{\frac{1,35-1}{1,35}}\right] = 6216 \frac{k\Gamma \cdot m}{kq}$$

Turbindən keçən qazların şərti adiabatik sürəti:

$$C_{tad} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot L_{tad}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6216} = 349 \frac{m}{san}$$

Oxboyu turbinlərdə reaktivlik dərəcəsi $\rho = 0,3 \div 0,5$ hədlərində dəyişir. $\rho = 0,4$ qəbul edirik. Ucluq aparatında genişlənmədə adiabatik iş:

$$L_{tads} = (1 - \rho) \cdot L_{tad} = (1 - 0,4) \cdot 6216 = 3730 \frac{k\Gamma \cdot m}{kq}$$

Ucluq aparatından çıxarkən qazların sürəti:

$$C_1 = 4,43 \cdot \varphi \cdot \sqrt{L_{tads}}$$

burada φ – ucluq aparatında itkiləri nəzərə alan sürət əmsalıdır.

Baxılan turbinlər üçün $\varphi = 0,93 \div 0,98$ hədlərində dəyişdiyindən $\varphi = 0,965$ qəbul edirik. Onda

$$C_1 = 4,43 \cdot 0,965 \cdot \sqrt{3730} = 261 \frac{m}{san}$$

Ucluq aparatının çıxışındakı təzyiq:

$$P_1 = P_t^* \cdot \left(1 - \frac{L_{ads}}{\frac{k_1}{k_1-1} \cdot R_1 \cdot T_t}\right)^{\frac{k_1}{k_1-1}} = 0,145 \cdot \left(1 - \frac{3730}{\frac{1,35}{1,35-1} \cdot 29,29 \cdot 685}\right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 0,1380 \text{ MPa.}$$

$\frac{P_1}{P_t^*}$ nisbəti konfuzor ucluq aparatlarında 0,54 – dən böyük olmalıdır. Baxılan halda $\frac{P_1}{P_t^*} = \frac{0,138}{0,145} = 0,95$ olduğu üçün bu şərt ödənilir.

Ucluq aparatının çıxışında qazların temperaturu:

$$T_1 = T_t - \frac{C_1^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot R_1} = 685 - \frac{261^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,35}{1,35 - 1} \cdot 29,29} = 716 \text{ K.}$$

Ucluq aparatından çıxan qazların sıxlığı:

$$\rho_1 = \frac{10^5 \cdot P_1}{R_1 \cdot T_1} = \frac{10^5 \cdot 0,138}{29,29 \cdot 716} = 0,658 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Oxboyu turbinin pilləsinin sxemi aşağıdakı şəkildə göstərilmişdir. Ucluq aparatından çıxan axının çıxış bucağı $\alpha = 15 \div 30^\circ$ hədlərində dəyişir. $\alpha_1 = 15^\circ$ qəbul edirik.

$\chi = \frac{U}{C_{tad}}$ nisbətinin müasir turbinlərdə $0,5 \div 0,65$ hədlərində dəyişdiyini nəzərə alaraq $\chi = 0,6$ qəbul edirik. Onda orta diametrdəki çevrəvi sürət aşağıdakı kimi hesablanır:

$$U = \chi \cdot C_{tad} = 0,6 \cdot 349 = 209 \frac{\text{m}}{\text{san}}$$

Bu sürət 400 m/san-dən çox olmamalıdır. Göründüyü kimi bu şərt ödənilir.

Ucluq aparatının çəpərinin çıxışdakı orta diametri və işçi çarxın girişdəki diametri:

$$D_{1or} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n_{tk}} = \frac{60 \cdot 209}{3,14 \cdot 15468} = 0,258 \text{ m} = 258 \text{ mm}$$

Ucluq aparatının kürəklərinin hündürlüyü:

$$l_1 = \frac{G_{th}}{\rho_1 \cdot \pi \cdot D_{1or} \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{2,68}{0,658 \cdot 3,14 \cdot 0,258 \cdot 261 \cdot \sin 15^\circ} = 0,074 \text{ m} = 74 \text{ mm}$$

Ucluq aparatının çəpərinin addımını (t_1) seçirik:

$$\frac{t_1}{l_1} = 0,8 \div 0,9 \text{ hədlərində olduğundan}$$

$$\frac{t_1}{l_1} = 0,85 \text{ qəbul edirik. Onda } t_1 = 74 \cdot 0,85 = 63 \text{ mm olar.}$$

Çəpərin eni (ən dar hissədə):

$$a = \frac{t_1 \cdot \sin \alpha_1}{m}$$

Müasir turbinlərdə m əmsalı $0,8 \div 0,9$ hədlərində dəyişdiyindən ($\alpha_1 \leq 16 \div 18^\circ$ olduqda) $m=0,9$ qəbul edirik. Onda

$$a = \frac{63 \cdot \sin 15^\circ}{0,9} = 18,1 \text{ mm}$$

Ucluq aparatının eni (fırlanma istiqamətində)

$$b_1 = \frac{t_1}{c_u} \cdot \sin 2\alpha_1$$

burada $c_u = 0,85 \div 1,05$ – yük əmsalıdır. $c_u = 0,95$ qəbul etsək alarıq:

$$b_1 = \frac{63}{0,95} \cdot \sin(2 \cdot 15^0) = 33,2 \text{ mm.}$$

YOXLAMA SUALLAR