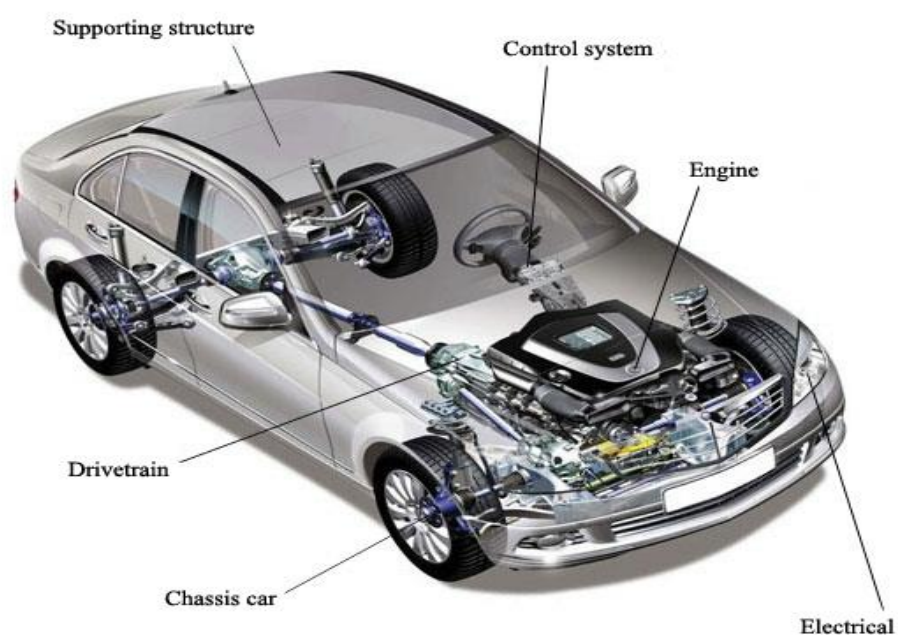


AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI TƏHSİL NAZİRLİYİ
AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ
«AVTOMOBİL TEXNİKASI» KAFEDRASI

"AVTOMOBİLLƏRİN NƏZƏRİYYƏSİ, KONSTRUKSIYA EDİLMƏSİ
VƏ HESABI – 2" FƏNNİNDƏN



MÜHAZİRƏLƏR KONSPEKTİ

Müəllim: t.e.n., dos. Əlizadə F.M.

Tərtib etdi: Ağayev Murad

BAKI-2017

Avtomobilin konstruksiyası qarşısında qoyulan ümumi və xüsusi tələbatlar

Avtomobilin konstruksiyası və hesabı fənnindən avtomobilin aqrekat və detallarının konstruksiyası analiz olunur. Təsir edən yüklər və rejimlər hesablanır. Bu fənnə ilk növbədə transmissiya aqrekatlarının konstruksiyasının analizi və hesabı aparılır. Bu aqrekatlara qısaca olaraq nəzər yetirək.



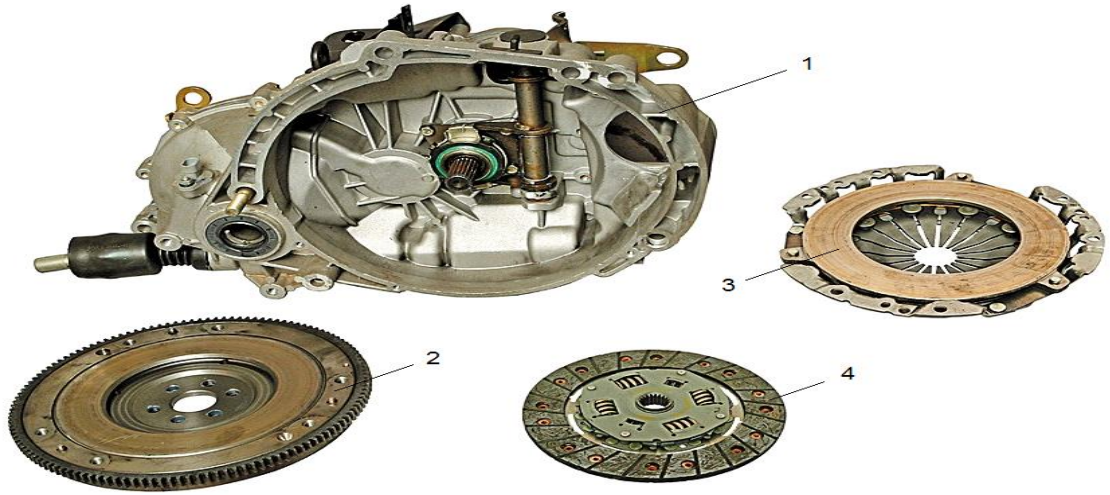
Arxa intiqallı avtomobilin transmissiyası

Transmissiyaya aşağıdakı hissələr aiddir:

- **İlişmə muftası**

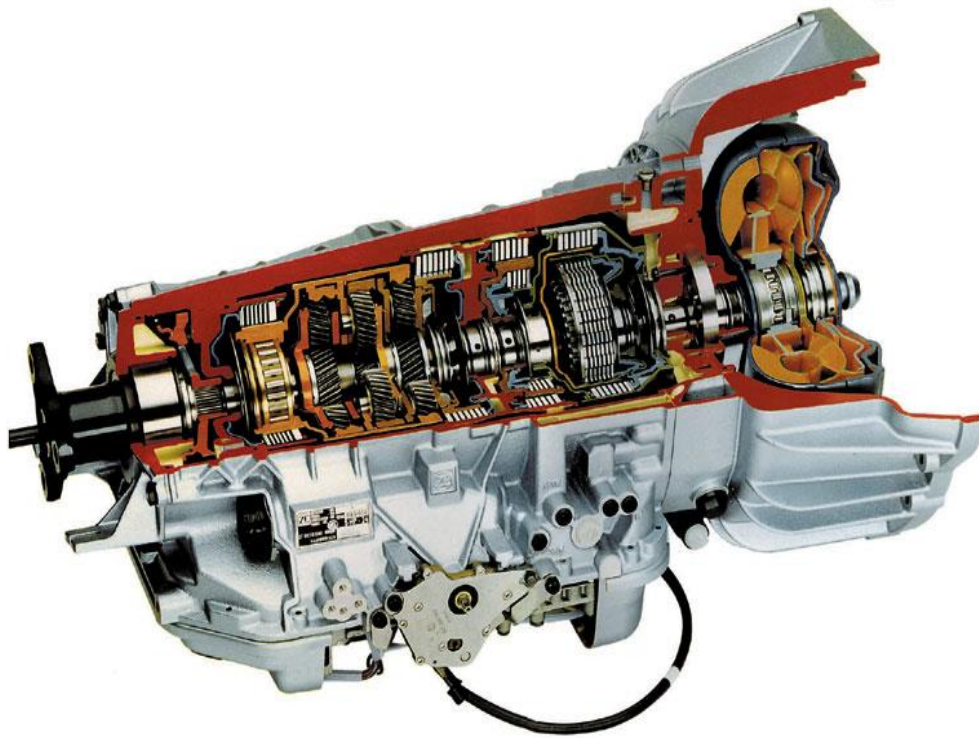
İlişmə muftasının əsas vəzifəsi avtomobilin yerindən tərpənilməsi və ötürmələrin dəyişdirilməsi üçün mühərriki transmissiyadan qısamüddətli ayırmaq və onları səliss birləşdirmək, “mühərrik-transmissiya” sistemini böyük dinamiki yüklərdən qorumaqdır.

İlişmə muftalarının aparıcı və aparılan hissələr arasındakı əlaqəyə görə aşağıdakı növləri var: sürtünməli, hidravlik və elektromaqnit.



- Sürətlər qutusu

Sürətlər qutusunun əsas vəzifəsi ötürmə ədədinin dəyişilməsi yolu ilə aparan təkərlərdə burucu momenti və avtomobilin hərəkət sürətini dəyişməkdir. Bununla bərabər o, avtomobilin arxaya hərəkət etməsinə imkan verir, dayanacaqlarda və ya avtomobilin öz ətaləti ilə hərəkəti zamanı mühərrikin işləməsi üçün dirsəkli valı aparan təkərlərdən uzunmüddətli ayırır.



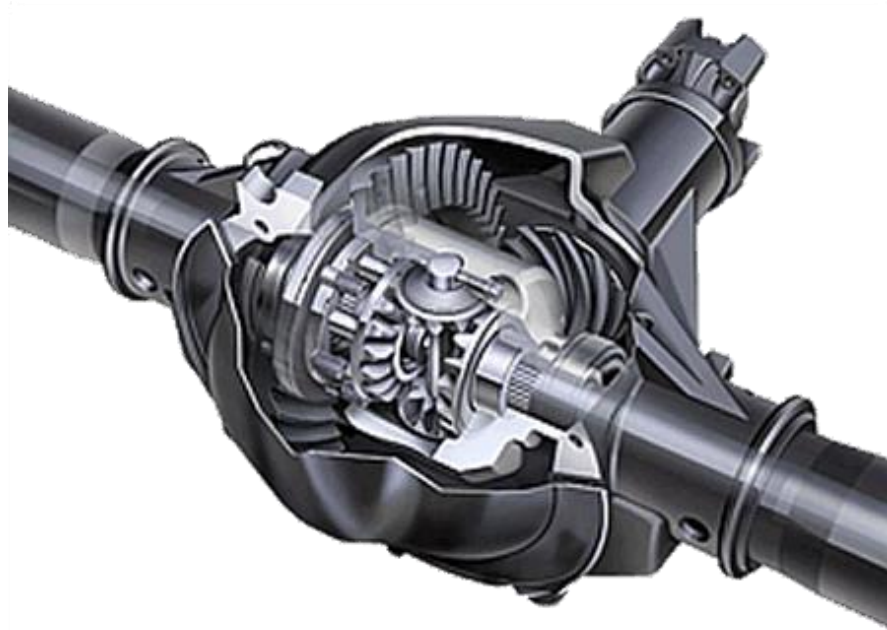
- Kardan  t rməsi

Kardan ötürməsinin vəzifəsi vallarının oxları vəziyyətini qarşılıqlı dəyişən və ya bir düz xətt üzərində yerləşməyən, aralarındakı məsafə dəyişən iki mexanizm arasında burucu momenti ötürməkdir.  mumi halda kardan ötürməsi kardan oynaqlarından, vallardan, kompensəedici quruluşdan və aralıq dayaqdan ibarətdir. Kardan oynaqları oxları bucaq altında görüşən vallar arasında burucu momenti ötürmək  c n istifadə edilir. Bərabər və qeyri-bərabər bucaq sürətli kardan oynaqları var.



- Baş  t rmə

Baş ötürmənin vəzifəsi aparan təkərlərə ötürülən mühərrikin burucu momentini artırmaq və onların fırlanma sürətini lazımi h dd  qədər azaltmaqdır. Əsas dişli çarx cütlərinin tipinə görə baş ötürmələrin aşığıdakı növləri var: sonsuz vint, konik, hipoid v  silindrik. Baş ötürmənin bir dişli çarx cütü varsa o birqat, iki dişli çarx cütü varsa ikiqat adlanır.



Ümumilikdə avtomobilin əsas aqrebat və hissələri transmissiya aqrebatlarıdır. Transmissiyanın vəzifəsi mühərrikdən burucu momenti aparan təkərlərə ötürmək, həmçinin burucu momentin qiymətini və istiqamətini dəyişməkdən ibarət olduğu üçün bu aqrebatlar daha dərindən öyrənilməlidir. Bu fəndə yuxarıda sadalanan aqrebatların konstruksiyası və hesabat üsulları daha geniş araşdırılacaq.

İLİŞMƏ MUFTASI

İLİŞMƏ MUFTASININ ƏSAS PARAMETRİNİN TƏYİNİ

İlişmənin əsas ölçüsü maksimal burucu momentin ötürülməsi şərtindən tapılır. Yəni avtomatın normal işləməsi üçün İlişmənin statiki sürtünmə momenti (M_c) mühitin dirsəkli valında yaranan max burucu momentindən ($M_{e\ max}$) böyük olmalıdır.

$$M_c > M_{emax} \quad (1.1)$$

Muftanın hesabi ilişmə momentini belə hesablanır:

$$M_h = \beta \cdot M_{emax} \quad (1.2)$$

β -sürtünmə momentinin ehtiyat əmsalıdır. β -nın qiyməti friksion təbəqənin ölçüsündən sürtünmə əmsalından və mühitin yaratdığı effektiv burucu momentdən asılı olur. Əgər β qiyməti kiçik olarsa onda İlişmə muftası birləşən zaman sürüşmə ilə sürtünmə baş verir və sürtünən səth qızır.

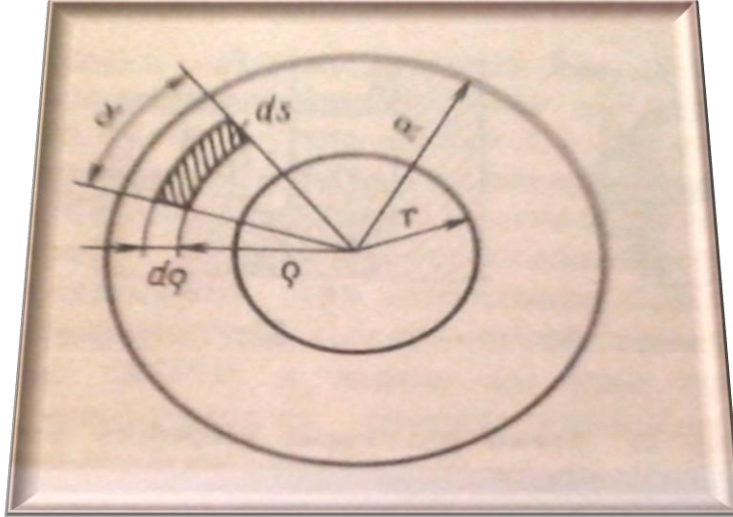
Əgər β qiyməti çox olarsa pedala təsir edən qüvvə və transmissiyanın əlavə yüklənməsi artır.

Xarici radiusu R və daimi radiusu r olan İlişmə muftasının friksion təbəqəsinin üzərində götürülmüş dS elementar sahəyə təsir edən dF elementar qüvvəsini hesablayır. (şəkil 1.1).

$$dF = \mu P_0 dS \quad (1.3)$$

μ -sürtünmə əmsalı

P_0 -sürtünən səthdə yaranan təzyiq.



Şəkil 1.1. İlişmə muftasının diskində elementar sahə (ds)

Sxemə görə dS sahəsini hesablayaq.

$$dS = \rho d\rho d\alpha \quad (1.4)$$

Onda
$$dF = \mu P_0 \cdot \rho d\rho d\alpha \quad (1.5)$$

Baxılan elementar səth üçün elementar sürtünmə momentini də hesablayaq.

$$dM = \rho dF = \mu P_0 \rho^2 d\rho d\alpha \quad (1.6)$$

Friksion üzlüyə təsir edən tam momenti təyin etmək üçün (1.6)-nı 2 qat inteqrallayaq.

$$M_{hec} = \int_r^R \int_0^{2\pi} \mu P_0 \rho^2 d\rho d\alpha$$

Təzyiqin friksion üzlüyün bütün hissəsində bərabər paylandığından ($P_0 = \text{const}$) və $\mu = \text{const}$ qəbul etsək alarıq

$$M_h = \mu P_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi \mu P_0 \frac{R^3 - r^3}{3} \quad (1.7)$$

Aparılan diskə təsir edən cəm sıxıcı qüvvəni F_{Σ} bilsək P_0 təzyiqini hesablamaq

olar.

$$P_0 = \frac{F_{\Sigma}}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (1.8)$$

$$M_h = \frac{2}{3} \mu \cdot F_{\Sigma} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (1.9)$$

Z-sayda sürtülmə cütünə malik olan ilişmə muftasının sürtülmə momentini hesablayaq

$$M_h = \frac{2}{3} \mu \cdot F_{\Sigma} \cdot Z \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (1.10)$$

Burada $\frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = R_{ort}$ –toxunan sürtülmə qüvvəsinin tətbiq edildiyi nöqtənin orta sürtülmə radiusu olub aşağıdakı kimi hesablanı bilər

$$R_{ort} \approx \frac{1}{2}(R + r) \quad (1.11)$$

Onda $M_h = \mu F_{\Sigma} \cdot Z \cdot R_{opt}$ (1.12)

Friksion üzlüyün daxili radiusu r , xarici radiusundan asılı olaraq aşağıdakı həddində dəyişir.

$$r \approx (0,55 \div 0,65)R$$

(1.2) və (1.8)-i (1.10)-da nəzərə alsaq yazarıq

$$\frac{2}{3} \mu \cdot Z P_0 \pi (R^2 - r^2) \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \beta M_{emax}$$

$$R = 1,25^3 \sqrt{\frac{\beta M_{emax}}{\pi \mu Z P_0}} \quad (1.13)$$

Mövcud ilişmə muftasında $P_0 = 0,15 \div 0,25 \text{MPa}$ qəbul edilir. Aşağı hədd böyük yüklənmə qabiliyyətinə malik və ağır yol şəraitində işləyən avtomatlaşdırmaq üçündür. Sürtünən səthin materialından, səthin vəziyyətindən və emalından diskin nisbi sürüşmə sürətindən, təzyiq və t-dan asılı olaraq sürüşmə

əmsalının qiyməti ilişmə muftasının layihələndirilməsində $\mu = 0,3$ götürülür. (1.2)-də yerinə yazmaqla sıxıcı diskə təsir edən cəm qüvvəni hesablamaq olar.

$$\beta \cdot M_{emax} = \mu F_{\Sigma} \cdot Z \cdot R_{ort}$$

$$F_{\Sigma} = \frac{\beta M_{emax}}{\mu \cdot Z \cdot R_{ort}} \quad (1.14)$$

Yayın çevrə boyunca yerləşmiş ilişmə muftasında

$$F_{\Sigma} = F_y \cdot i_y \quad (1.15)$$

F_y - bir yayın yaratdığı sıxıcı qüvvə

i_y -yayın sayı

$$\text{Mərkəzi yayın (konik və ya silindrik) ilişmə muftasında } F_{\Sigma} = F_j \cdot U_g \quad (1.16)$$

U_g -sıxıcı dəstəkin ötürmə ədədi olub qiyməti $5,5 \div 6,5$ həddində götürülür.

Əgər mərkəzi yay 1-1-nin içində yerləşmiş 2 yaydan ibarət olarsa onda

$F_j = F_{g.j} + F_{x.j}$ müvafiq olaraq daxili və xarici yayın yaratdığı sıxıcı qüvvədir.

İlişmə muftasında yaranan sürtünmə momentinin ehtiyat əmsalı β_{max} burucu momentin ötürülməsi və transmissiyanın elementinin dinamik yüklənmədən qorunması şərti nəzərə alınmaqla seçilir. Minik avtomobili üçün $\beta = 1,3 \div 1,75$

Nisbətən yüngül iş şəraitində işləyən yük avtomatın üçün $\beta = 1,6 \div 2$

Qoşqu ilə və ağır iş şəraitində işləyən üçün $\beta = 2 \div 3$

Diskli ilişmə muftasının elementlərinin hesabı

İlişmə muftasının aşağıdakı əsas elementini möhkəmlik hesabı aparılır:

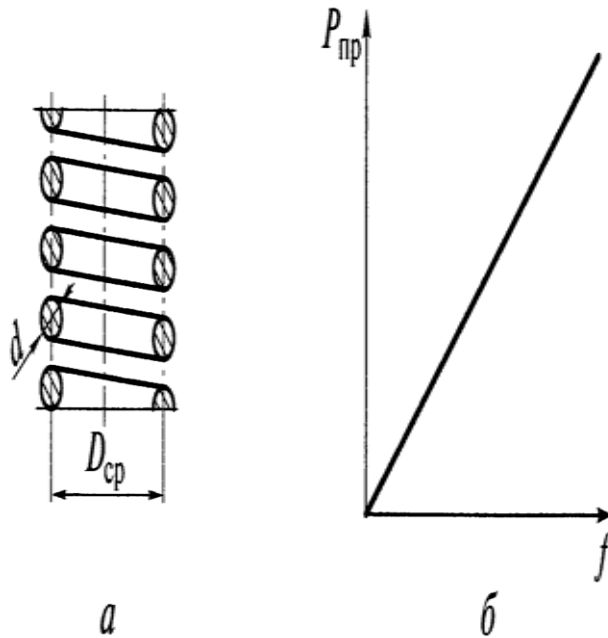
Sıxıcı yayın, aparıcı və aparılan diskin ayırıcı linglərin, aparılan diskin topunun.

İlişmə muftasında silindrik, konik və diafraqma tipli yaydan istifadə etdiyi üçün onların hər birinin hesabına ayrılıqda baxaq:

Bir qat silindrik sıxıcı yaylar (şəkil 1.2)

İlişmə muftasının ayrılması zamanı sıxıcı diskin çəpləşməsini aradan qaldırmaq üçün sıxıcı yayın sayı ayırıcı linglərin sayına tam bölünməlidir. Yayın çevrə boyunca yerləşmiş ilişmə muftasında bu yayın sayı adətən $6 \div 24$ hədd olur. Yayın sayı təyin edilərkən 1 yayın sıxlığı qüvvəsini $600 \div 800H$ -a dək, böyük yük götürmə qabiliyyəti yük avtomatında isə $1000 H$ -a dək götürür.

İlişmə muftasının ayrılmış vəziyyətində yayın sıxıcı qüvvəsinin 20% artdığını nəzərə alaraq qüvvəsini hesablayaq.



Şəkil 1.2 Birqat silindrik yay və onun elastik xarakteristikası (2.24)

Bu halda silindrik yayın dalağında yaranan burulma gərginliyi belə tapılır:

$$\tau_{br} = \frac{M_g}{W_g} \quad (1.17)$$

Yayın dolağına təsir edən burucu moment M_g eləcədə yayın dolağının N kəsiyinin müqavimət momenti W_g aşağıdakı kimi təyin edilə bilər.

$$M_g = F_h \cdot \frac{D_j}{2} = 0,6F_j D_j \quad (1.18)$$

$$W_g = \frac{\pi d_g^3}{16} \quad (1.19)$$

(1.18) və (1.18)-u (1.17)-da

$$\tau_{br} = \frac{8F_h D_j}{\pi d_g^3} \quad (1.20)$$

Oxboyu qüvvənin təsirindən yaranan deformasiyanın max qiyməti silindrik yay üçün belə hesablanır.

$$f_{max} = \frac{8D_j^3 \cdot i_{u.g} F_h}{G d_g^4} \quad (1.21)$$

$i_{u.g}$ - işçi dolağının sayı, G-ikinci növ elastikla modulu olub, polad üçün $(8 \div 8,3) \cdot 10^4 \text{MPa}$ götürülür.

Yayın dolağının ümumi sayı

$$i_{\text{üm}} = i_{u.g} + (1,5 \div 2)$$

Yayın sərtliyini (1.21)-ə əsasən tapa bilərik:

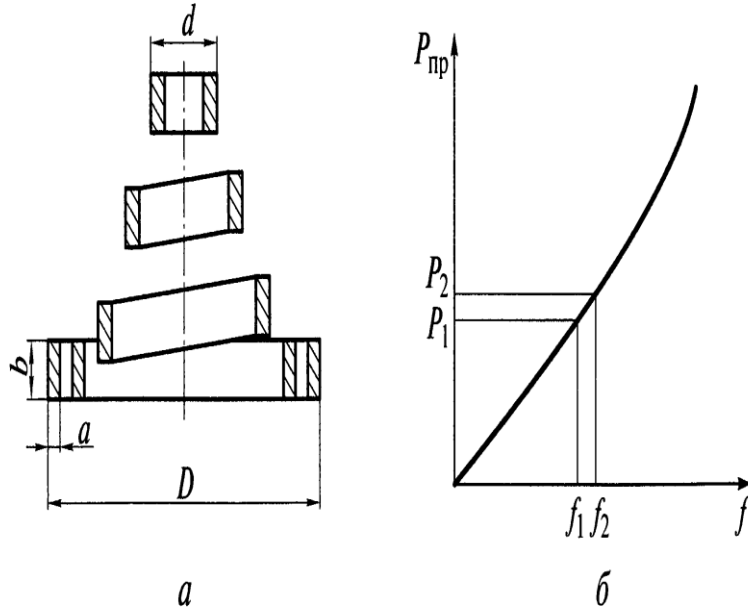
$$C_j = \frac{F_h}{f_{max}} = \frac{G d_g^4}{8D_j^3 \cdot i_{u.g}} \quad (1.22)$$

Baxılan yayda yaranan burulma gərginliyi $(700 \div 750) \text{MPa}$ -dan çox olmamalıdır.

İlişmə muftasının ayrılmış vəziyyətində dolaq arasındakı məsafə 1 mm-dən az olmamalıdır. Yayın qızmasının qarşısını almaq üçün sıxıcı disk ilə onların arasında istilik tədric edən ara qatı nəzərdə tutulur.

Konik sıxıcı yaylar

Belə yaylar adətən düzbucaq şəklində en kəsiyə malik olan dolağından olan dolağından ibarət olur (şəkil 3).



Şəkil 1.3. Konik sıxıcı yay və onun elastik xarakteristikası

Bu yay üçün $\frac{h}{B}$ nisbəti $2,2 \div 2,6$ həddində qəbul edilir. Konik yayın dolağında yaranan burulma gərginliyi belə hesablanır.

$$\tau_{br} = \frac{M_g}{W_g} = \frac{F_h \cdot r_2}{V b h^2} \quad (1.23)$$

V -nin qiyməti $\frac{h}{B}$ -nin qiymətindən asılı olaraq texniki ədəbiyyatda verilən qiüvvələrdən götürülür. Konik yayın dolağı elə hazırlanır ki, yayın tam deformasiyası zamanı onun bütün dolağını bir müstəvi üzərində yerləşsin. Yayın tam deformasiyası belə tapılır.

$$f_{max} = \frac{2F_h \delta \cdot i_{u.g} (r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}{G h^4} \quad (1.24)$$

δ -nın qiyməti də $\frac{h}{B}$ -nisbətindən asılı olaraq müvafiq ədəbiyyatdan götürülür.

Yayın sətliyini (1.24)-dən tapa bilərik.

$$C_j = \frac{F_h}{f_{max}} = \frac{Gh^4}{2\delta i_{ug} (r_2+r_1)(r_2^2+r_1^2)} \quad (1.25)$$

r_1 və r_2 –yayın ən kiçik və ən böyük dolağının radiusudur. Praktiki hesabatda $\frac{r_1}{r_2} = 0,5$ və $i_{u.g} = 3 \div 5$ qəbul edilir.

Diafraqma tipli mərkəzi yay

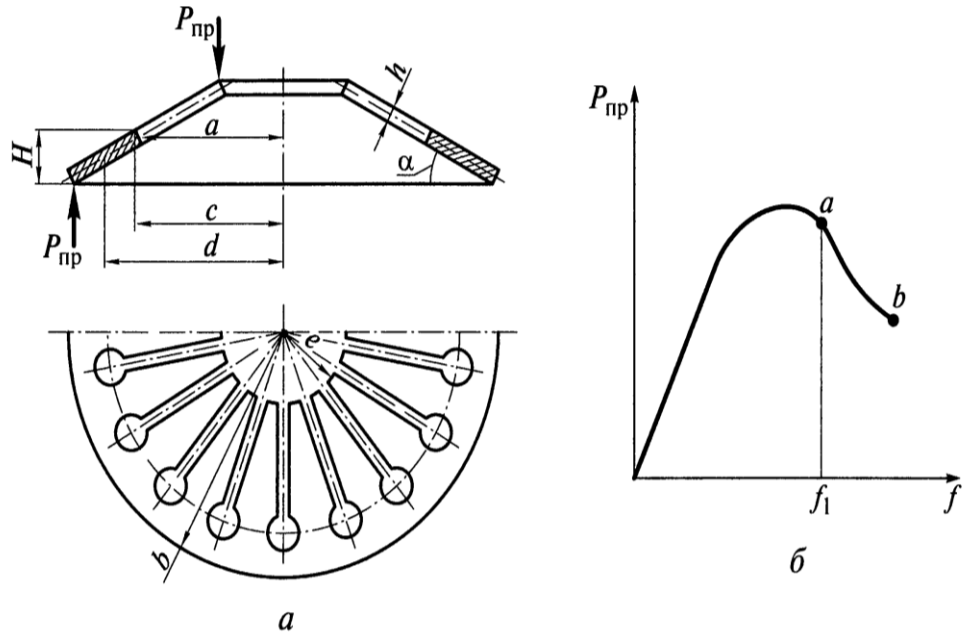
Bu tip yaya təsir edən hesabi qüvvə belə hesablanır:

$$F_h = \frac{\pi E h}{6(b-c)} \cdot f_{max} \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f_{max} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) \cdot \left(H - \frac{f_{max}}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]$$

Harada ki, $E^x = \frac{E}{1-\mu^2}$

Burda E-1-ci növ elastiki modulu, μ -Puasson əmsalı olub 0,25 götürülə bilər.

H,b,a,c,h-yayın həndəsi ölçüsüdür.



Şəkil 1.4. Diafraqma tipli mərkəzi yay və onun elastik xarakteristikası

a,b,c,d,e,n-yayların hesablama ölçüləri

Bütöv hazırlanmış diafraqma yayını çox sərt olduğu üçün onların radial kəsikli hazırlanır. Bu zaman yaranan “ləçək” ayırıcı ling rolunu oynayır. Qorxulu kəsikdə yaranan ekvivalent toxunan gərginlik nəzəriyyəsinə əsasən normal (σ_H) və əyilmə (σ_{ay}) gərginlik cəmindən ibarətdir

$$\sigma_{ekv} = \sigma_H + \sigma_{ay} = \frac{E'(d-a)\alpha A \cdot h\alpha}{2a} + \frac{F_h}{rh^2}$$

Burada $\zeta = \frac{S_\Lambda \eta_\Lambda}{\pi(a+e)}$ ləçəyin tamlığını nəzərə alan əmsaldır.

η_Λ -ləçəklərin sayı; $S_\Lambda = 0,5(a+b)$ məsafəsində ləçəyin eni

$\alpha = \frac{h_j}{b-e}$ -ləçəyin maillik bucağı

H_j —yayın tam hündürlüyü

d-nin qiyməti aşağıdakı kimi hesablanır.

$$d = \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}}$$

Diafraqma yayı 60C2A markalı poladdan hazırlanır. Ekvivalent gərginlik 1000Mpa-a qədər götürülə bilər.

Rəqs söndürücü yaylar

Rəqs söndürücü yay aparılan diskdə yerləşir və avtomatın transmissiyasında yaranan bucaq rəqsini söndürmək üçün tətbiq edir. Rəqs söndürücü mufta rolunu oynamaqla elastikliyi ilə toplanaraq məxsus rəqs tezliyini dəyişməklə istismar sürəti intervalında rezonans hadisəsini aradan qaldırır. Ən geniş yayılan rəqs söndürücü olaraq friksion elementli və silindrik yaylı rəqs söndürücünü göstərmək olar.

Rəqs ötürücünün yayının yaratdığı ilkin momentin qiyməti mühitin yaratdığı effektiv burucu momentin 15 ÷ 20% -ni təşkil edir.

$$M_p = (0,15 \div 0,20)M_{emax}$$

Yayda yaranan max-um gərginliyi rəqssöndürücünün max-um momentinə əsasən hesablamaq lazımdır:

$$M_{pmax} = \frac{\beta M_{emax}}{n_g}$$

n_g -aparılan diskin sayıdır.

Rəqssöndürücünün 1 yayını sıxan qüvvə

$$F_{p.j} = \frac{M_{pmax}}{R_p \cdot i_{pj}} ; R_p - \text{rəqssöndürücü yayın yerləşdiyi çevrənin radiusu}$$

i_{pj} -rəqsöndürücü yayın sayı.

Rəqssöndürücü yay böyük sərtliyə ($100 \div 300H/mm$) malik olduğu üçün dolağında yaranan toxunan gərginliyi hesablayan zaman yayın dolağının əyriliyini nəzərə almaq lazımdır

$$\tau_{max} = \frac{8F_{pj} \cdot D_j}{\pi d_g^3} \cdot K_{\partial y}$$

Yayın dolağının əyriliyini nəzərə alan $K_{\partial y}$ əmsalı aşağıdakı kimi hesablanır.

$$K_{\partial y} = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}, C = \frac{D_j}{d_g} = 4 \div 4,5$$

$$[\tau_{max}] = 700 \div 900 \text{MPa}$$

İlişmə muftasının ayırıcı lingi

Onların sıxlığı disk və örtük ilə birləşir. Adətən 3 və 4 lingli ilişmə muftasını tətbiq edilir. Aşağıdakı şəkildə ayırıcı lingin sxemi verilmişdir.

Mərkəzi yaylı ilişmə muftasında yayın qüvvəsini sıxıcı diskə ötürən linglərlə sıxıcı ling deyilir.

Sıxıcı ling sərt və elastik olur. Elastik sıxıcı lingdən sərt aparılan diskli ilişmə muftasında istifadə edilir. Ayırıcı ling əyilmə deformasiyasına hesablanır:

$$\sigma_{\partial y} = \frac{F_j \cdot l}{i_{o.n} W_{\partial y}} = \frac{F_g \cdot f \cdot l}{i_{a.n} e \cdot W_{\partial y}};$$

F_j -sıxıcı yastığa təsir edən qüvvə

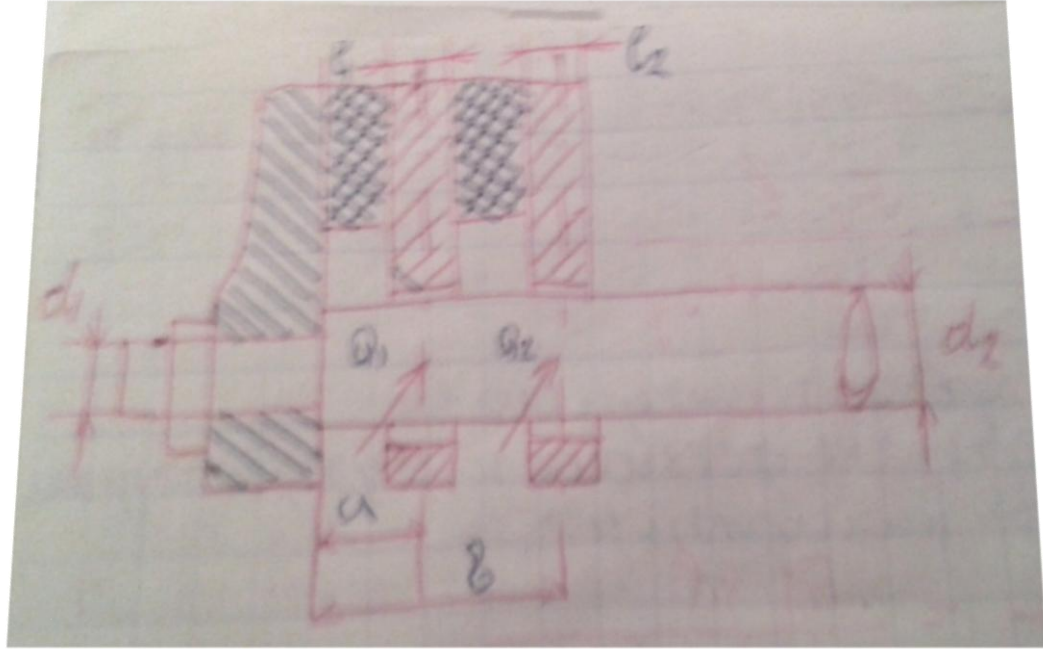
l -qüvvənin tətbiq nöqtəsindən qorxulu kəsiyə qədər olan məsafə

e, f -lingin qiymətini; $i_{a.l}$ -ayırıcı lingin sayıdır.

Əyilmə gərginliyin qiyməti $300 \div 400 MPa$ -dan çox olmamalıdır. Ayırıcı ling onların dayağları adətən az və orta karbonlu poladdan (П10.П15) hazırlanır.

Aparan disklər

Onların adətən CЧ21və CЧ24 markalı boz çuqundan hazırlanır. Aparan disklərin ölçüsü friksion həlqənin ölçüsünə əsasın müəyyən edilir. Bu disk ayrılan istiliyin əsas hissəsini udur və ətraf mühitə ötürür. Buna görə də bu nazim çarxla birlikdə fırlanır və eyni zamanda mufta ayrılan zaman oxboyu yerdəyişməyə məruz qalır. Aparılardan nazçarxla müxtəlif üsullarla birləşir: 1. H/q-a preslənən barmaq vasitəsilə 2. Diş vasitəsilə 3. Barmaq vasitəsilə Aparılan H/q-la birləşdirilən element əzilməyə, bəzən isə əyilməyə hesablanır. Barmağa təsir edən çevrəvi qüvvəni hesablayaq (bax.şəkil)



Şəkil 1.6 Aparan disklər

$$Q_1 = \frac{M_{emax}}{2i_\delta R_\delta} \quad (1.26)$$

$$Q_2 = \frac{M_{emax}}{4i_\delta R_\delta} \quad (1.27)$$

Burada i_δ -barmağın sayı

R_δ -barmaq yerləşən çevrənin radiusu

Sol və sağ diskin yuvasının əzilmə gərginliyi aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\tau_{\partial z(sol)} = \frac{Q_1}{l_1 d_1} = \frac{M_{emax}}{2i_b R_\delta l_1 d_1} \quad (1.28)$$

$$\tau_{\partial z(sağ)} = \frac{Q_2}{l_2 d_2} = \frac{M_{emax}}{4i_\delta R_\delta l_2 d_2} \quad (1.29)$$

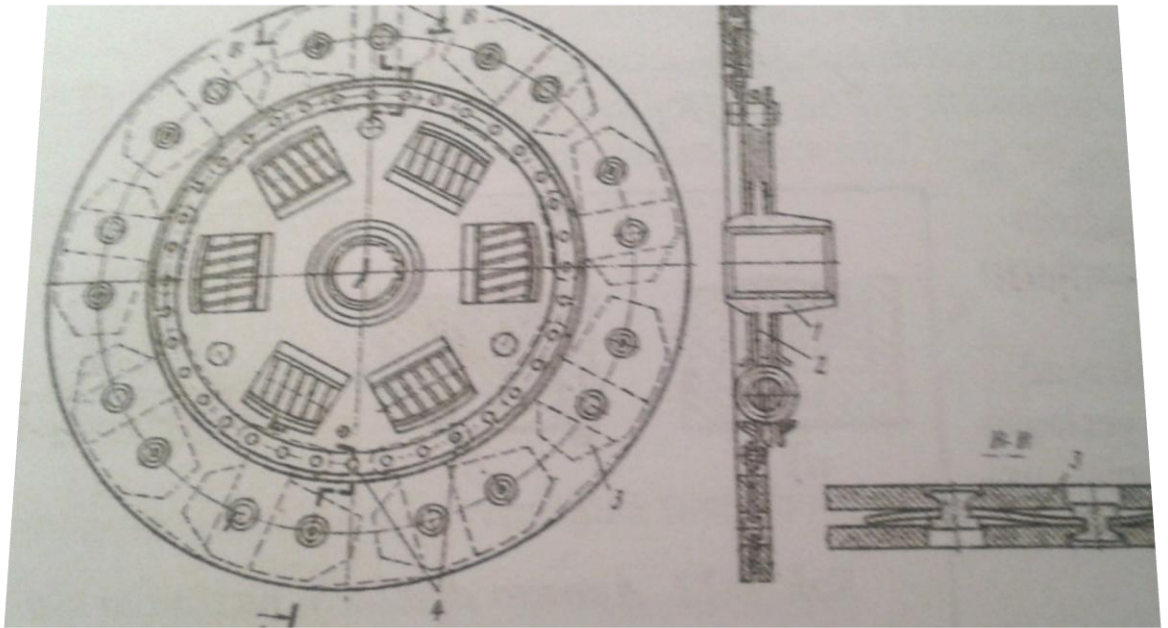
Burada l_1 və l_2 orta aparıcı və sıxıcı diskin qalınlığıdır. d_1 -qorxulu kəsikdə barmağın diametri. d_2 -barmağın diametri. Əzilmə gərginliyi 1-15Mpa-dan çox olmamalıdır. Q_1 və Q_2 qüvvənin təsirindən barmaq əyilmə deformatsiyasına uğrayır. Əyici momentin və ondan yaranan əyilmə gərginliyinin qiyməti aşağıdakı kimi hesablanır.

$$M_{\partial y} = Q_1 \cdot a + Q_2 \cdot b = \frac{M_{emax}}{4i_b R_b} (2a + b) \quad (1.30)$$

$$\sigma_{\partial y} = \frac{M_{\partial y}}{0,1d_1^3} = \frac{M_{emax} (2ab)}{0,4d_1^3 i_\delta R_\delta} \quad (1.31)$$

Aparılan disklər

İlişmə muftasının birləşmə prosesi səlis olmaqla transmissiyada böyük yüklənmə yaratmamalıdır. Bu xüsusiyyət aparılan diskin elastikliyindən asılıdır. Aparılan diskin elastikliyi ona müyyən forma verilməsinin və təbəqə şəkilli yaydan istifadə etməklə əldə olunur. Ən təkmil konstruksiya olaraq əsas polad diskə bərkidilən dalğalı profilə malik seqmentindən təşkil olunmuş diskin konstruksiyasını göstərmək olar. Şək.1.7.



Şəkil 1.7. Aparılan disklərin konstruksiyası

1-top, 2-polad disk, 3-seqment, 4-balanslaşdırıcı təbəqələrin yerləşdirilməsi üçün deşiklər.

Elastik seqmentin tətbiqi nəticədə aparılan diskin kütləsi və ətalət momenti azalır. Aparılan diskdə yüksək elastikliyə malik poladdan hazırlanır. Aparılan diskin topu şlisin hazırlanır və sürət qutusunun 1-ci valında oturmaqla onun şlisin hissəsində sərbəst hərəkət etmək imkanına malikdir. Aparılan diskin topunun

uzunluğu valın üzərindəki şlisin xarici d-nə götürülür. (Yəni $l_t=D_s$). Ağır iş şəraiti üçün $l_t=1,4D_s$ qəbul edilir. Burada l_t -topun uzunluğu, D_s -valın şlis üzrə xarici diametri. Şlisli birləşmə əzilmə və kəsilmə diffuziyasına uğrayır.

$$\sigma_{az} = \frac{2F_s}{i_s l_s (D_s - d_s) \alpha_s}; \quad F_s = \frac{4M_{emax}}{D_s + d_s} \text{-olduğunu nəzərə alsaq onda}$$

$\sigma_{az} = \frac{8M_{emax}}{i_s l_s (D_s^2 - d_s^2) \alpha_s}$; burada i_s -şlisin sayı (adətən 6-dan 16-ya qədər götürülür)

$l_s=l_t$ -şlisin uzunluğu; D_s və d_s -şlisin xarici və daxili d+u α_s əmsal dəqiqlik.

Kəsilmədə yaranan gərginlik:

$$\sigma_{az} = \frac{4M_{emax}}{i_s l_s (D_s - d_s) b_s}; \quad b_s \text{-şlisin eni}$$

Aparılan diskin topu 40 və 40X poladından hazırlanır. Əzilmə gərginliyi 30Mpa-dan, kəsilmə gərginliyi isə 15Mpa-dan, çox olmamaldır. Aparılan diskin üzərinə bərkidilmiş friksion təbəqə azbest əsaslı materialdan hazırlanır. Friksion təbəqə xüsusi təzyiqə görə yoxlanılır.

$$P_0 = \frac{F_\Sigma}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4\beta M_{emax}}{Z\mu \cdot R_{opt} \pi(D^2 - d^2)}$$

Burada D və d- friksion üzlüyün xarici və daxili diametridir. F_Σ -cəm sıxıcı qüvvə Z-sürtünmə sətəhi cütünün sayı μ -sürtünmə əmsalı.

Azbest əsaslı friksion təbəqə üçün $P_0 = 0,17 \div 0,35MPa$ qəbul edilir.

İlişmə muftasının idarəetmə mexanizmi.

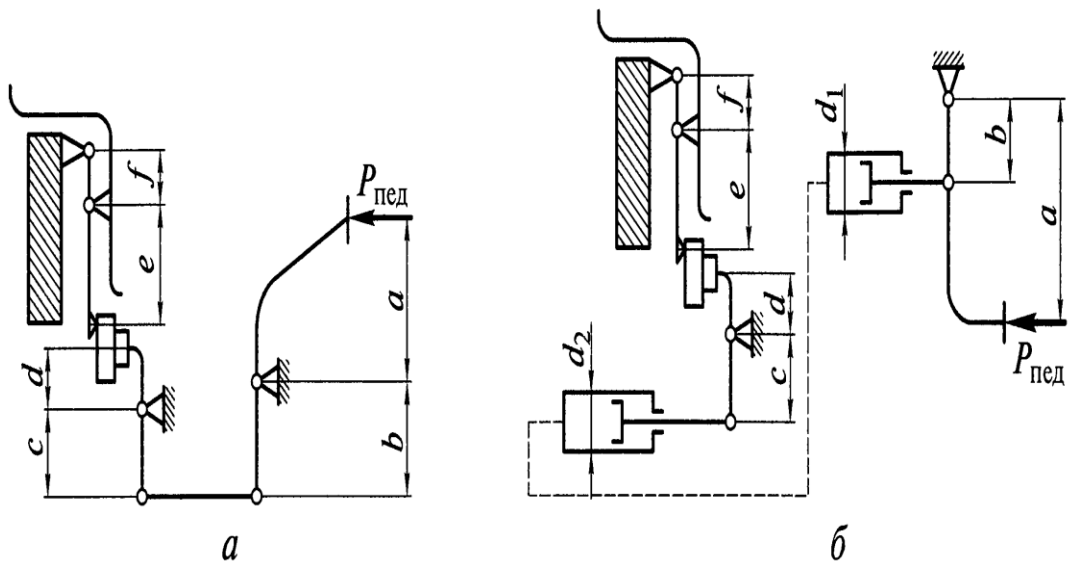
İdarəetmə mexanizminə qoyulan tələb:

-idarəetmə rahat və yüngül olmalıdır. FU8 yüksək olmalıdır. İzləmə xüsusiyyətinə malik olmalı, etibarlı işləməli, uzunluğu yüksək olmalı və texniki xidməti sadə olmalıdır. İdarəetmənin rahatlığı və yüngüllüyü pedalın gedişindən və sürücü

tərəfindən pedala təsir edən qüvvənin qiymətindən asılıdır. İntensiv hərəkət şəraitinin də 100 km yürüş zamanı sürücü ilişmə muftasının pedalından orta hesabla 600 dəfə istifadə edir. Deməli sürücünün iş şəraitini yaxşılaşdırmağa ehtiyac var. Bunu hansı tədbirin köməyi ilə həyata keçirmək mümkün olduğunu aydınlaşdırmaq üçün idarəetmənin mexanizminin konstruksiyasını nəzərdən keçirək. İlişmə muftasının idarəetmənin 2 növ olur.

Mexaniki və hidravlik.

Aşağıdakı şəkildə mexaniki və hidravlik konstruksiyalı ilişmə muftasının sxemi verilmişdir.



Şəkil 1.8. İlişmə muftasının mexaniki (a) və hidravliki (b) ötürməsi

Mexaniki idarəetmə mexanizminin hazırlanma texnologiyası və istismarı sadədir. Ancaq ilişmə muftasının sürücünün iş yerindən uzaqlaşdıqca mexaniki ötürmə mürəkkəbləşir. Onun sərtliyi azalır; FİƏ aşağı düşür, pedalın azad gedişi artır. Hidravlik idarəetmə mexanizmi uzaqdan idarəetmə xüsusiyyətinə yaxşı uyğunlaşmaqla yüksək FİƏ-na, az sərtliyə və pedalın nisbətən azad gedişə malik olmasını təmin edir. İlişmə muftasının ümumi ötürmə ədədi belə hesablanır:

$$U_{U.M.} = U_1 \cdot U_2$$

U_1 -pedal ötürücüsünün ötürmə ədədidir.

U_2 -ayırıcı lingin ötürmə ədədidir. Mexaniki idarəetmə mexanizmi üçün

$$U_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}; \quad U_2 = \frac{e}{f}$$

Hidravlik ötürmədə $U_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}$

$U_2 = \frac{e}{f}$ onda ötürücünün ümumi ötürmə ədədi: a) mexaniki idarəetmə mexanizmi üçün $U = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f};$

Hidravlik idarəetmə mexanizmi üçün $U = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}$

Hər iki növ idarəetmə mexanizmində pedalın tam gedişi $S_n = S_{c.g.} \cdot U_u + \delta U_1;$

δ -sıxıcı yastıqla ayırıcı dəstək arasındakı məsafə olub $2 \div 4$ götürülür. $S_{c.d}$ - sıxıcı diskin gedişi olub belə hesablanır:

$$S_{c.g} = Z \cdot \delta + \Delta$$

Δ -aparılan diskin deformasiyası olub $1 \div 1,5$ ədədində götürülür (mm)

Mövzu idarəetmə mexanizmi ümumi ötürmə ədədi $23 \div 30$ həddində olur, onun həddində kiçik olması pedala təsir edən qüvvənin, həddindən böyük olması isə pedalın tam gedişinin artmasına səbəb olur.

Deməli ötürmə ədədinin qiyməti müəyyən məhdudiyətə məruz qalır. İdarəetmə mexanizminin konstruksiyasının təkmillik dərəcəsi pedala təsir edən qüvvə ilə xarakterizə olur. Pedala təsir edən qüvvə isə belə hesablanır.

$$F_n = \frac{F_\Sigma}{U_u \eta_u} = \frac{\beta M_{emax}}{z \mu R_{opt} \cdot U_u \cdot \eta_u}$$

F_{Σ} -sıxıcı diskə təsir edən cəm qüvvə

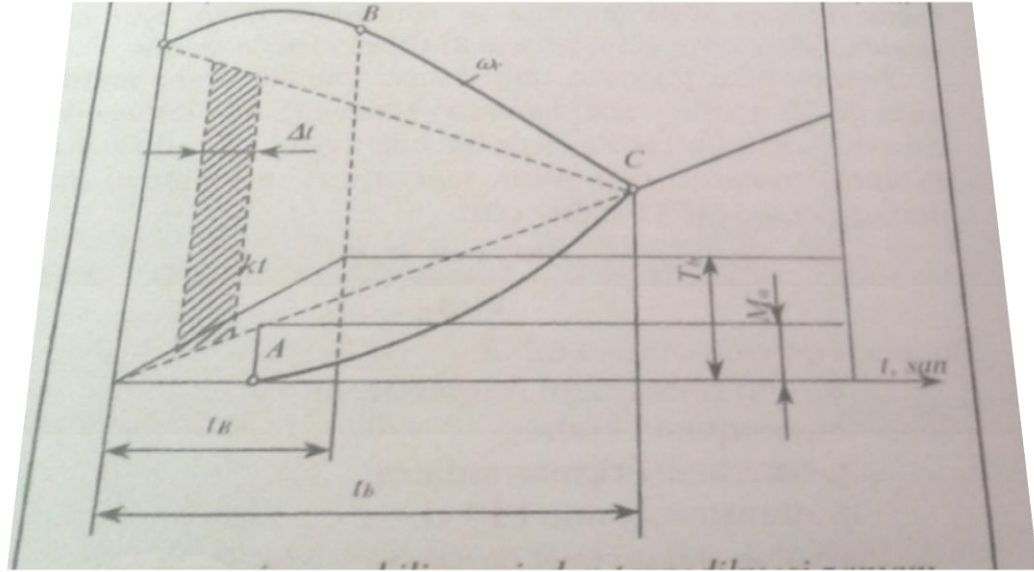
η_u -idarəetmə mexanizmin FİƏ.

Aparıcı ifadədən görünür ki, F_n -nin qiyməti bir çox amillərdən asılıdır. μ -nü artırmaq üçün friksion təbəqənin hazırlanma texnologiyasının təkmilləşdirmək lazımdır. Hansı ki, avtokonstruktorunun imkan dairəsindən kənara çıxır və səmərəsi də çox az olur. R ortanı həddindən böyük götürmək olmaz. Çünki o, nazim çarxın ölçüsü ilə məhdudlaşır. Z-in 4-dən çox götürülməsi də məsləhət deyil çünki, konstruksiyası mürəkkəbləşir və kütləsi artır. İdarəetmə mexanizminin ötürmə ədədini artırmaqla pedala təsir edən qüvvəni azaltmaq olar. Ancaq yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi, ötürmə ədədinin qiyməti də müəyyən məhdudiyyətə məruzdur. İdarəetmə mexanizmin FİƏ-ni artırmaqla pedala təsir edən qüvvənin azaldılması tədbiri daha məqsədəuyğun sayılır. Bu tədbiri aşağıdakı üsullarla həyata keçirmək olar:

- 1) Diafraqma tipli sıxıcı yaydan istifadə etməklə
- 2) Gücləndirici quruluşdan istifadə etməklə 1-ci üsul haqda sıxıcı yayın hesabı zamanı ətraflı danışdığımız üçün 2-ci üsulun mahiyyətini və konstruktiv xüsusiyyətini nəzərdən keçirək.

İlişmə muftasının iş prosesi və istilik rejimi

Avtomobilin yerindən tərpənməsi zamanı ilişmədə gedən iş prosesinin aşağıdakı şəkil əsasında nəzərdən keçirək.



Şəkil 1.9. İlişmə muftasının iş prosesi

D/valın ω_0 bucaq sürəti (D nöqtəsi) sürücü tərəfindən seçilir və muftanın qoşulması prosesində əvvəlcə B nöqtəsinədək artır sonra isə C-dək azalır. A nöqtəsi avtomobilin hərəkətə başlanmasına uyğun gəlir. Bu zaman sürtünmə momenti M_s yolun müqavimət momenti M_φ bərabər olur. İlişmə muftasının aparılan valının (sürət qutusunun 1-ci valı) bucaq sürəti ω_a sıfırdan başlayaraq (A nöqtədən) C-yə qədər artır. C nöqtədə ilişmə tam qurtardığı üçün ω_a bucaq sürəti ω_e bucaq sürətinə bərabər olur. Bu ana qədər keçən t_δ vaxtına sürüşmə ilə fırlanma vaxtı deyilir. t_0 isə ilişmə muftasının birləşməyə başladığı andan (0 nöqtəsi) avtomobilin yerindən tərpənməyə başladığı ana dək (A nöqtəsi) keçən müddəti göstərir. İlişmə muftasının birləşməsinin ümumi halı üçün M_e, M_φ və momentini zamandan asılı olaraq qeyri xətti qanunauyğunluqla dəyişdiyindən sürüşmə ilə forma işinin hesablanması çüəyyən çətinlik yaradır. Ona görə də təcrübi məlumata əsaslanan düsturdan istifadə edilir.

$$L_\delta = \frac{3 M_{emax} \cdot J_a \omega_e^2 \cdot b}{2 M_{emax} - M_\varphi} \quad \text{və yaxud} \quad L_\delta = \frac{1 M_{emax} \cdot J_a \omega_e^2 \cdot b}{2 M_{emax} - M_\varphi}$$

Bu düsturlarla hesab min avtomobil və avtobuslar üçün 1 ötürmə yük avtomobillərin II-də aparılır. Burada M_φ -avtomobilin yerindən tərənəməsi zamanı hərəkətə müqavimət momentinin sürət qutusunun 1-ci valına gətirmiş qiyməti J_a avtomobilin (avtoqatarın) ətalət momentinin sürət qutusunun 1-ci valına gediş qiyməti b -ədədi əmsal olub dizel üçün $b=0,72$; karbonlu mühit üçün $b=1,23$ götürülür. ω_e dizel valın bucaq sürəti olub dizel üçün $\omega_e = 0,75\omega_N$ karbonlu mühit üçün $\omega_e = \frac{\omega_N \cdot D}{3} + 50\pi$ götürülür.

ω_N -dizel valın mühitin nominal gücünə uyğun gələn dövr sayı D -friksion üz lüyün xarici diametri. J_a və M_φ momentin aşağıdakı kimi təyin edilir.

$$J_a = \frac{\delta m_a r_k^2}{U_{tp}^2}; M_\varphi = \frac{\varphi G_a r_d}{U_{tp} \cdot r_{tp}}$$

m_a , G_a -avtomobilin tam kütləsi və tam ağırlığı r_k , r_D -təkərin kinematik və dinamik radiusudur. U_{tp} , r_{tp} - transmissiyanın ötürmə ədədi və $F\dot{\Theta}$.

φ -hərəkətə ümumi müqavimət əmsalı

δ -avtomobilini fırlanan kütlənin nəzərə alan əmsalı olub, aşağıdakı yarımempirik düsturla hesablanabilir

$$\delta = 1,04 + 0,04U_{sq1}^2$$

U_{sq1} -1-ci pilləsinin ötürmə ədədi minik avtomobilinin və avtoqatarının hesabı 1-ci ötürmədə aparıldığı halda, qoşqusuz yük avtomobilinin hesabı 2-ci ötürmədə aparılır. L_δ üçün yazılmış hər 2 düstur üzrə alınan nəticə təxmini eyni olur. İlişmə muftasının sürüşmə ilə forma işini qiymətləndirmək üçün xüsusi sürüşmə ilə forma işi anlayışından istifadə edilir. Hansı ki, eyni zamanda İlişmə muftasının yeyilməyə davamlılığını əks etdirir.

$$L'_\delta = \frac{L_\delta}{S_\Sigma}$$

S_Σ -friksion üz lüyün ümumi sahəsi.

Minik avtomobili üçün $[L'_\delta] = 50 \div 70 c/sm^2$

Qoşqusuz yü avtomobili üçün $[L'_\delta] = 15 \div 120 c/sm^2$

Avtoqatar üçün $[L'_\delta] = 10 \div 40 c/sm^2$ olmalıdır.

İlişmə muftasının sürüşməsilə fırlanan zaman və eləcədə birləmə prosesində işin bir hissəsi istiliyə çevrilir. Alınan istilik sürtünən səthin temperaturunu artırır, son nəticədə isə sürüşmə əmsalına və yeyilmə sürətinə təsir edir. Hissənin qızması təkcə sürüşmə işindən deyil, həmçinin istilik udan elementlərin kütləsindən də asılıdır. Sıxıcı diskin temperaturunu hesablayaq. Çünki nazımçarxın kütləsi böyük olduğu üçün az qızır. İstilik balansını tərtib olunarkən hesab edilir ki, istilik ətraf mühitə ötürülmür.

$\gamma L_\delta = m_{det} c_{det} \Delta T$; $\Delta T = \frac{\gamma L_\delta}{m_{det} c_{det}}$ harada ki, m_{det} , C_{det} -muftanın baxılan detalının kütləsi və istilik tutumudur.

ΔT -temperatur artımı. γ -istiliyin detal arasında paylanması əmsalı olub aşağıdakı həddində götürülür:

1. Diskli muftanın sıxıcı diski və 2 diskli muftanın orta diski üçün $\gamma = 0,5$
2. 2 diskli muftanın xarici diski üçün $\gamma = 0,25$

İlişmə muftasının bir dəfə birləşməsi zamanı sıxıcı diskin temperatur artımının [] qiyməti.

Qoşqusuz avtomobil üçün $[\Delta T] \leq 10^0 C$

Qoşqulu avtomobil üçün $[T] \leq 20^0 C$

Sürətlər qutusu

Təsnifatı qoyulan tələblər və qiymətləndirilməsi

Sürətlər qutusunun vəzifəsi avtomobilin təkərlərində yaranan tam dartıcı qüvvəni və buna uyğun olaraq hərəkət sürətini dəyişmək, onun geriyyə hərəkətini

təmin etmək, mühhərriki transmissiyadan uzun müddət ayırmaqdır. Sürətlər qutusu aşağıdakı əlamətlərinə görə təsnif olunur.

1. Ötürmə ədədinin dəyişdirilməsi xüsusiyyətinə görə: (pilləli və pilləsiz)
2. Aparan və aparılan valın arasındakı əlaqənin xüsusiyyətinə görə;
3. Mexaniki, hidravlik, elektrik tipli, kombinə edilmiş
4. İdarəedilmə xüsusiyyətinə görə;
5. Avtomatik və qeyri avtomatik
6. Kinematik əlaqənin xüsusiyyətinə görə:
7. Oxları tərpnəmz vallı (2,3 və çox vallı)
8. Planetar sıralı
9. Dişli çarxın növünə görə
10. Düz və çəp dişli
11. Sürətlər qutusunda qoyulan tələblər.

1. Mühitin verilmiş xarici sürət xarakteristikasında avtomobilin optimal dartı qabiliyyətini və yanacaq qənaətliyini təmin etməlidir.

2. Pillənin dəyişdirilməsi mümkün qədər asan olmalı və böyük fiziki qüvvə tələb etməməlidir.

3. Səssiz və etibarlı işləməli, yerilməyə qarşı davamlı olmalıdır.

4. FİƏ yüksək olmalıdır.

5. mühitinə uzun müddət transmissiyadan ayırmaq üçün neytral quruluşa malik olmalı, avtomobilin arxaya hərəkətini təmin etməlidir.

6. Əlavə avadanlığı hərəkətə gətirmək üçün paylayıcı quruluşa malik olmalı.

Sürətlər qutusunun konstruksiyasını analiz etmək və qiymətləndirmək üçün bir sıra parametrdən istifadə edilir. Belə parametrlərdən biri ötürmə ədədinin, yaxud da sürətlər qutusunun dəyişmə diapazonudur. Ötürmə ədədin dəyişmə diapazonu dedikdə ən aşağı və ən yüksək pilləsinin ötürmə ədədinin nisbəti başa düşülür.

$$D = \frac{U_{s.q.max}}{U_{s.q.min}} \quad (2.1.)$$

D-nin qiyməti avtomobilin təyinatından və yükləyici qabiliyyətindən asılı olaraq aşağıdakı həddində dəyişir.

1. Minik avtomobildə və azyerli avtobusunda $D = 3 \div 4$
2. Yükləyici avtobusunda, orta və çoxyerli avtobusunda $D = 5 \div 8$
3. Avtomobilin dərəcəsi və yüksək keçidli avtomobildə $D = 9 \div 13$

Digər qiymətləndirici parametrlər sürət ədədinin sırasının sıxlığı olub, qonşu sürətlərin sürət ədədinin nisbətində deyildir. Sürətlərin sayı çox olduqca sırasının sıxlığı yüksək alınır. Bu da avtomobilin dərəcəsi və qonşu xüsusiyyətini yaxşılaşdırır.

4. Minik avtomobildə sırasının sıxlığı $1.1 \div 1.5$ dəyişir.

Başqa bir qiymətləndirici parametrlər sürətli qutunun xüsusi kütləsi olub, onun kütləsinin mühitin gücünə nisbəti kimi müəyyən edilir. Xüsusi kütlənin kq/kVt-la ölçülən qiyməti aşağıdakı həddində dəyişir.

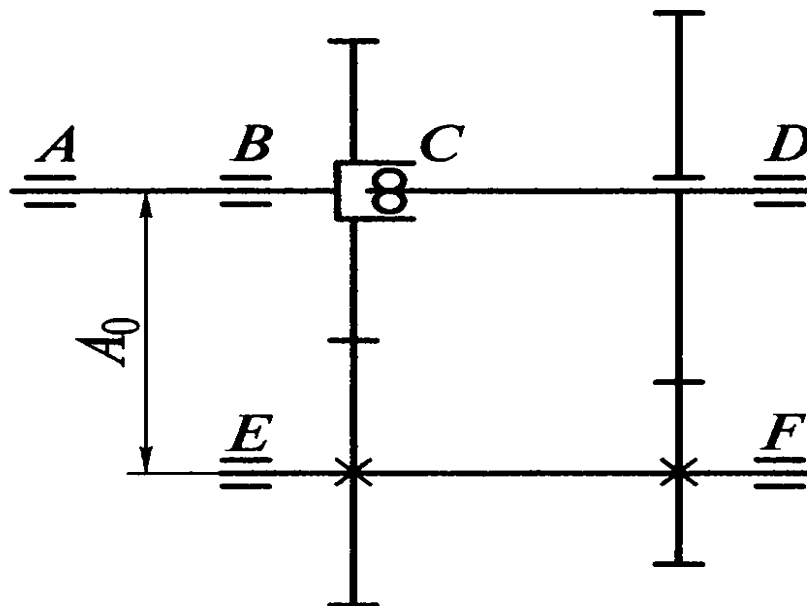
1. Minik avtomobilinin sürətli qutusu üçün $0,3 \div 0,5$
2. Yükləyici avtomobilin sürətli qutusu üçün $0,5 \div 2$
3. Hidromexaniki sürətli qutusu üçün $0,35 \div 2$
4. Elektromexaniki sürətli qutusu üçün $5 \div 10$

Sürətli qutunun səs səviyyəsini qiymətləndirən parametrlər kimi onun FİƏ-dən istifadə edilə bilər. Çünki səs səviyyəsi həmişə enerji itkisi ilə müşahidə olunur. Aşağı səs səviyyəsi çəp və şevron tipli tətbiqi ilə təmin edilir. Sürətli qutusunun ömür uzunluğunu qiymətləndirən parametrlər kimi onun əsaslı təmirə qədər olan resursundan istifadə edilir. Aşağıda sürətli qutusunun 1000 km-lə ölçülən minik avtomobili üçün $125 \div 250$.

Yükləyici avtomobili və avtobus $250 \div 500$

Sürətli qutusunun əsas ölçüləri

Sürətli qutusunun əsas ölçüsündən biri onun valının oxları arasındakı məsafə olub, ötürülən burucu momentin qiymətdən asılıdır.



Şəkil 2.1 Sürətlər Qutusunun əsas ölçüləri, 3 vallı sürətlər qutusunun sxemi, A,B,C,D,E,F valların dayaqları; A_0 - oxlararası məsafə

$$A_0 = a^3 \sqrt{M e_{max}}$$

a- ədədi əmsal olub, aşağıdakı həddində götürülür:

Minik avtomobili üçün $a = 14,5 \div 16$

Yük avtomobili üçün $a = 17 \div 19,5$

Dizel mühitli avtomobil üçün $a = 20,5 \div 21,5$

Valın oxları arasındakı məsafə ilişmədə olan əsas parametridən asılı olaraq aşağıdakı kimi də hesablana bilər:

$$A_0 = \frac{1}{2}(d_1 \pm d_2) = \frac{d_1}{2}(1 \pm U) \text{ və yaxud}$$

$$A_0 = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (1 \pm U)$$

m_n -normal modul. Z_1, Z_2 -ilişmədə olan çarx dişinin sayı, d_1, d_2 -ilişmədə olan çarxının bölgü çevrənin diametri. $U = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$ baxılan ötürmənin ötürmə ədədi.

Normal modul DÜİST əsasında seçilir. Ötürülən burucu momentin qiymətdən asılı olaraq m_n -üçün aşağıdakı qiymət təklif olunur.

$M_{emax} HM$	100 ÷ 200	201 ÷ 400	401 ÷ 600	601 ÷ 800	801 ÷ 1000
m_n	2,25 ÷ 2,5	2,6 ÷ 3,75	3,76 ÷ 4,25	4,26 ÷ 4,5	4,6 ÷ 6

Əksər sürətli qutusunda ötürmənin dartı qabiliyyət cütlüyünün normal moduları eyni deyilir. Aşağı ötürmədə normal modul daha yüksək qiymətlənmə malikdir. Dişlərin çəplik bucağı β -aşağıdakı həddində dəyişir.

Minik avtomobili üçün $\beta = 25 \div 40^\circ$

Yük avtomobili üçün $\beta = 0^\circ$

Dişli çarxın eni ötürülən momentdən və valın oxlararası məsafəsindən asılı olub, təmini aşağıdakı kimi hesablanı bilər

$$b \approx (5 \div 8)m_n$$

Oxlararası məsafə və çarxın eni hesabi kontaktı gərginliyinə görə dəqiqləşdirilir.

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_h \cdot K_H (U \pm 1)}{d_1^2 \cdot b U}}$$

Z_m -dartı qabiliyyətin materialların mexaniki xüsusiyyətlərini nəzərə alan əmsal

Z_H -dişin işçi səthinin formasını nəzərə alan əmsal

Z_ε - dartı qabiliyyətin dişinin kontakt xəttinin cəm uzunluğunu nəzərə alan əmsal

K_H -yüklənmə əmsalı

M_h - hesabi burucu moment

Əgər kontakt gərginliyinin hesabat qiyməti onun buraxıla bilən qiymətdən kiçikdirsə hesabatı qurtarmış hesab etmək olar. Kontakt gərginliyin burula bilən qiyməti $[\sigma_H] = 1000 \div 1200 MPa$. Yuxarı həddində aşağı ötürmə cütlüyünə aiddir. Dartı çarxın legirlənmiş poladdan hazırlanır:

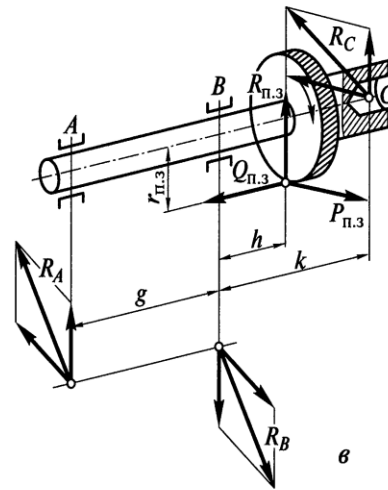
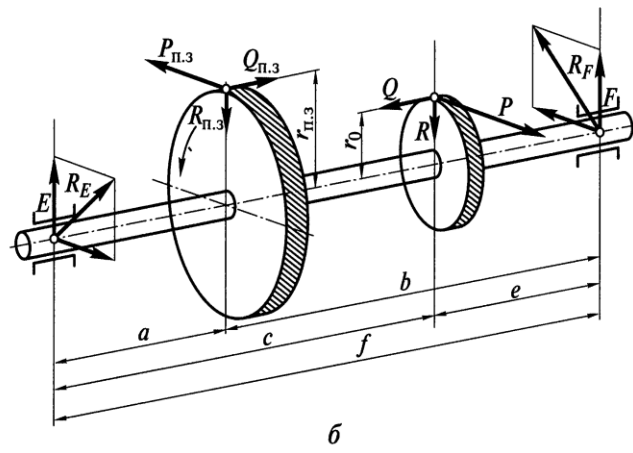
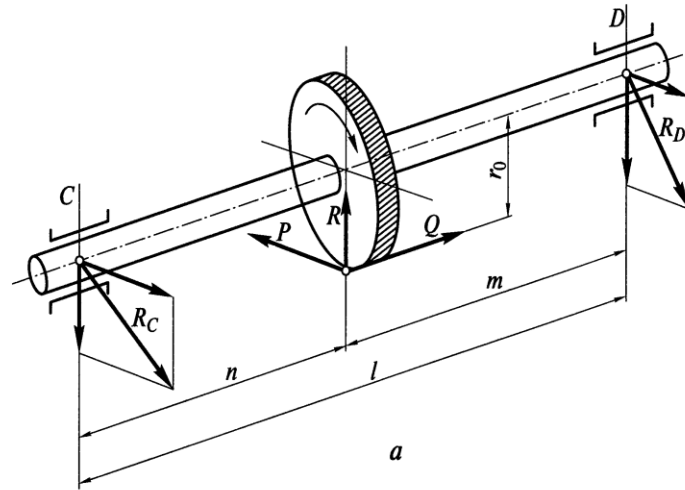
Sementlənmiş polad -12XH3A, 20XH3A, 18XQT və s.

Siyamlanmış polad -35X,40X, 40XA və s.

İndi isə sürətli qutusunun elementlərindən olan valın, yastığının və idarəetmə mexanizmi hissəsinin möhkəmliyə hesabını nəzərdən keçirək.

Sürətlər qutusunun valları

Valının möhkəmlik hesabını aparmaq üçün sürətli qutusu əvvəlcə kompanovka edilir və əsas ölçü hesablanır. Əyanilik üçün şəkil 2.1-də verilmiş 3 vallı sürətli qutusunu nəzərdən keçirək.



Şəkil 2.2. Sürətlər qutusunun vallarında təsir edən qüvvələrin sxemi

a-ikinci val, b-aralıq val, v-birinci val.

Sonra dişinin kontakt nöqtəsində təsir edən F_n -qüvvəsi (normal) qarşılıqlı olan 3 toplanana ayrılır: Toxunan istiqamətdə yönəlmiş F_t -çevrəvi qüvvə, valın oxuna // istiqamətlənmiş F_0 oxboyu qüvvə (yalnız çəndişli çarxda) və dişli çarxın radiusu boyunca yönəlmiş F_r -radial qüvvəsi. Aralıq valı hərəkətə gətirən və dişli elementlərdə olan çarxın dişlərinə təsir edən qüvvə aşağıdakı düsturla təyin edilir.

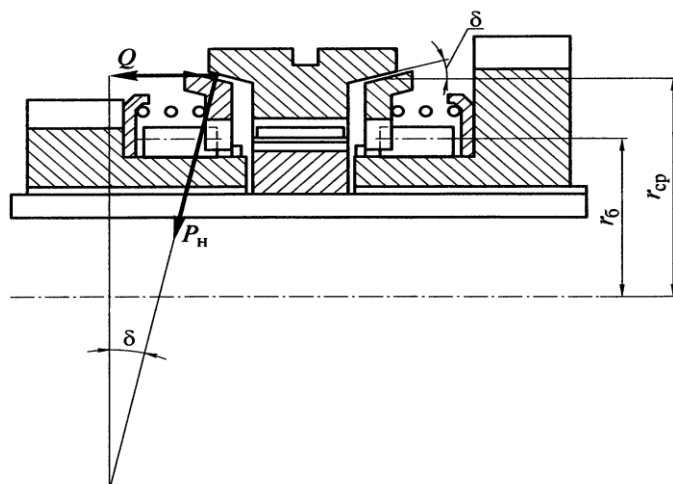
$$F_{ng} = \frac{M_{emax}}{r_g \cos\alpha \cos\beta}$$

$$F_{tg} = \frac{M_{emax}}{r_g}$$

$$F_{og} = F_{tg} \cdot \operatorname{tg}\beta$$

$$F_{rg} = F_{tg} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$$

Burada α -dişin profil bucağı olub, adətən $\alpha = 20^\circ$ götürülür. Q_d -aparan valın dişli çarxının bölgü çevrəsinin radiusu. i -ötürməsinin çarxının dişinə təsir edən qüvvə belə hesablanır.



Şəkil 2.3. Ətalətli sinxronivatorun sxemi

U_i -i ötürməsinin ötürmə ədədi, r_i -i ötürmədə aparılan çarxın başlanğıc çevrəsinin radiusu əlavə qutunun (multiplikator və yaxud demultiplikator) dişinə təsir edən qüvvəni hesablarəkən onların ötürmə ədidini nəzərə almaq lazımdır.

Sürətlər qutusunun valları

Burulma və əyilmə gərginliklərini qəbul edir. 3 vallı CQ-da I aparılan val II aralıq val, III aparılan valda gərginliklər hesablanır. Verilən sxem əsasında dişli çarxlarda təsir edən qüvvələr hesablanır. Bundan sonra momentlər epyurası qurulur, ən yüksək əyici və burucu momentlər hesablanır

$$\text{Cəm gərginlik: } \sigma_{\Sigma} = \sqrt{(M_{\partial y}^2 M_b^2) / (0,1 d_{v.t})}$$

$$\sigma_{rez} = \sqrt{(M_U^2 M_{kp}^2) / (0,1 d_{v.t} d_{bt})}^2$$

d_{bt} – təhlükəli kəsikdə valın diametri

Valların sərtliyi onların əyilməsinə əsasən təyin olunur. ρ_{x_1} və ρ_{R_1} qüvvələri f_8 əyilməsini verir. Əyilmə 0,05-0,1 mm çox olmamalıdır. Tam əyilmə $f_T = \sqrt{f_b^2 + f_r^2}$

$$f_n \leq 0,2mm$$

Valların şlisləri əyilməyə hesablanır

$$[\tau_{\partial z}] = 200MPa$$

Sinxronizatorlar və onların hesabı

Sinxron dişli çarxı səssiz və zərbəsiz birləşdirmək məqsədilə tətbiq edilir. Belə ki, onların qoşulacaq dartı çarxın əvvəlcə forma bucaq sürətini bərabərləşdirir. Sonra isə onları birləşdirir. Hal-hazırda əsasən ətalətli sinxronlardan istifadə edilir. Onların həm 1 tərəfli, həm də 2 tərəfli təsir edə bilər.

Ətalətli sinxronların əsas elementləri aşağıdakılardır:

- fırlanan hissəsinin toxunan ətalət qüvvəsinin enerjisini udan düzləndirici friksion element
- qoşulacaq dartı çarxın bucaq sürəti tam bərabərləşənədək dişli muftanın yerdəyişməsinə mane olan bloklayıcı quruluş.
- -Dişləri qoşan dişli mufta

Sinxronların iş prinsipini ZİL130-un sürət qutusunun II və III pillənin sinxronizatorunun timsalında sərbəst öyrənməli.

Sinxronun hesabında əsas məqsəd konusun və bloklayıcı səthinin sürtnümə momentini və sinxronlaşma vaxtını təyin etməkdir. Şəkil 2.2-də verilmiş dinamik sistem əsasında sinxron işinin analiz edək.

Verilən sistemə 2 yarım sistem kimi baxıla bilər. J_b gətirilmiş ətalət momentinə malik olan sol yarım sistemə aşağıdakı detal aiddir:

- İlişmə muftasının aparılan diski
- 1-ci val və onun dartı çarxı
- Aralıq val və onun bütün dartı çarxı
- 2-ci valın dişli ilişmədə olan çarxını, bəzi konstruksiyada isə arxa gedişin dartı çarxı

Şəkil 2.2.

J_a -gətirilmiş ətalət momentinə malik olan sağ yarımsistemlə isə 2-ci valla əlaqədar olan bütün detal aiddir.

J_b -ətalət momentinə malik olan sistem üçün hərəkət tənliyini yazaq:

$$M_{sür} = J_b \frac{d\omega}{dt} \quad \text{və ya} \quad J_b d\omega = M_{sür} dt \quad (2.1)$$

$M_{sür}$ -birləşdirilən elementlərin bucaq sürətini birləşdirmək üçün konik səth arasında yaradılan sürtünmə momentini (2.1)-i inteqrallayaq

$$\int_{\omega_2}^{\omega_1} J_b d\omega = \int_0^{t_{sinx}} M_{sür} dt \quad (2.2)$$

Sinxronlaşma prosesində $M_{sür} = \text{const}$ hesab etsək yazı bilərik:

$$J_b \cdot (\omega_1 - \omega_2) = M_{sür} t_{sinx}$$

$$M_{sür} = J_b \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_{sinx}} \quad (2.3)$$

t_{\sin} -sinxronlaşma vaxtı, $\omega_2 = \frac{\omega_e}{U_{sq.i}}$ –birləşmədən əvvəl 2-ci valın $<$ sürəti olub qoşulma dövründə $\omega_2 = const$ qəbul edilir.

$\omega_1 = \frac{\omega_e}{U_{sq.i+1}}$ -daha yüksək ötürmənin qoşulan dartı çarxın $<$ sürəti

ω_e -dartı valın $<$ sürəti olub aşağı pillədən yuxarı pilləyə keçdikdə $\omega_e = \omega_N$ və əksinə olduqda isə $\omega_2 = \omega_M$ götürülə bilər.

ω_N, ω_M -müvafiq olaraq max işləyən gücə və max burucu momentə uyğun gələn $<$ sürəti

$U_{sq.i}, U_{sq.i+1}$ - dəyişdirilən pillənin ötürmə ədədi.

ω_1, ω_2 -nin ifadəsini (2.3)-də yerinə

$$M_{sür} = J_b \frac{\frac{\omega_e}{U_{sq.i+1}} - \frac{\omega_e}{U_{s.i.i}}}{t_{sin}} = \frac{J_b \omega_e}{t_{sin}} \left(\frac{1}{U_{sq.i+1}} - \frac{1}{U_{sq.i}} \right) \quad (2.4)$$

Sürtünmə momentini konik səthə təsir edən normal qüvvə ilə ifadə edək.

$$M_{sür} = F_n \cdot \mu \cdot r_{ort} \quad (2.5)$$

F_n - konik səthə təsir edən normal qüvvə

μ -sürtünmə əmsalı

r_{ort} -konusun orta radiusu

Normal qüvvə öz növbəsində pilləni dəyişərkən sürücünün yaratdığı Q oxboyu qüvvəsi ilə də ifadə edilə bilər.

$$F_n = \frac{Q}{\sin \delta} \quad (2.6)$$

δ -konusun təpə bucağının yarısı

Yuxarıda verilən ifadədə əsasən Q qüvvəsi ilə sinxronlaşma vaxtı və sinxronlaşmış xarakterizə edən parametrlər arasında əlaqə yaradaq:

$$Q = F_n \cdot \sin\delta = \frac{M_{sür} \cdot \sin\delta}{\mu \cdot r_{ort}} = \frac{J_b \cdot \omega_e \sin\delta}{\mu \cdot r_{ort} \cdot t_{sin}} \left(\frac{1}{U_{sqi+1}} - \frac{1}{U_{sqi}} \right) \quad (2.7)$$

$$t_{sin} = F_n \cdot \sin\delta = \frac{J_b \cdot \omega_e \sin\delta}{\mu \cdot r_{ort} \cdot Q} \left(\frac{1}{U_{sqi+1}} - \frac{1}{U_{sqi}} \right) \quad (2.8)$$

(2.7)-dən görünür ki Q qüvvəsi sinxronlaşma vaxtı ilə tərs mütənasibdir. < sürətinin bərabərləşdirilməsinə sərf olunan sürüşmə sürtünməsinin işi

$$L_c = 0,5J_b(\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5J_b \cdot \omega_e^2 \left(\frac{1}{U_{sqi+1}} - \frac{1}{U_{sqi}} \right)^2$$

Bu tənlikdən görünür ki, sinxronun sürtünmə işi qonşu ötürmənin < sürətinin fərqi kvadratı ilə düz mütənasibdir və sinxronlaşma vaxtından asılı deyildir. Deməli sürtünmə işini azaltmaq üçün sürətli qutudakı pillələrin sayını artırmaq lazımdır. Bu zaman avtomobilin dattı ənaət göstəricisi də yaxşılaşır. Bununla bərabər fırlanan hissənin ətalət momneti artdığından sinxronizatorun sürtünmə işi artır. Sürətli qutunun idarə olunması da çətinləşir. Göstərilən ziddiyəti rəssional əlaqələndirmək üçün ötürmə ədədi sırasının addımını 1,1 ÷ 1,5 həddində seçir. Sinxronizator xüsusi sürünmə işinə görə qiymətləndirilir.

$$L'_c = \frac{L_c}{S_c}$$

S_c -sinxronizator konusunun sm^2 ilə ölçülən səthidir. Sürtünmə işi istilik ayrılması ilə müşahidə olunur. Hər 1 qoşulmada sinxronizatorun temperatur artımı belə tapılır.

$$\Delta T = \frac{\gamma_c L_c}{m_c C};$$

m_c -sinxronun kütləsi

C -xüsusi istilik tutumu

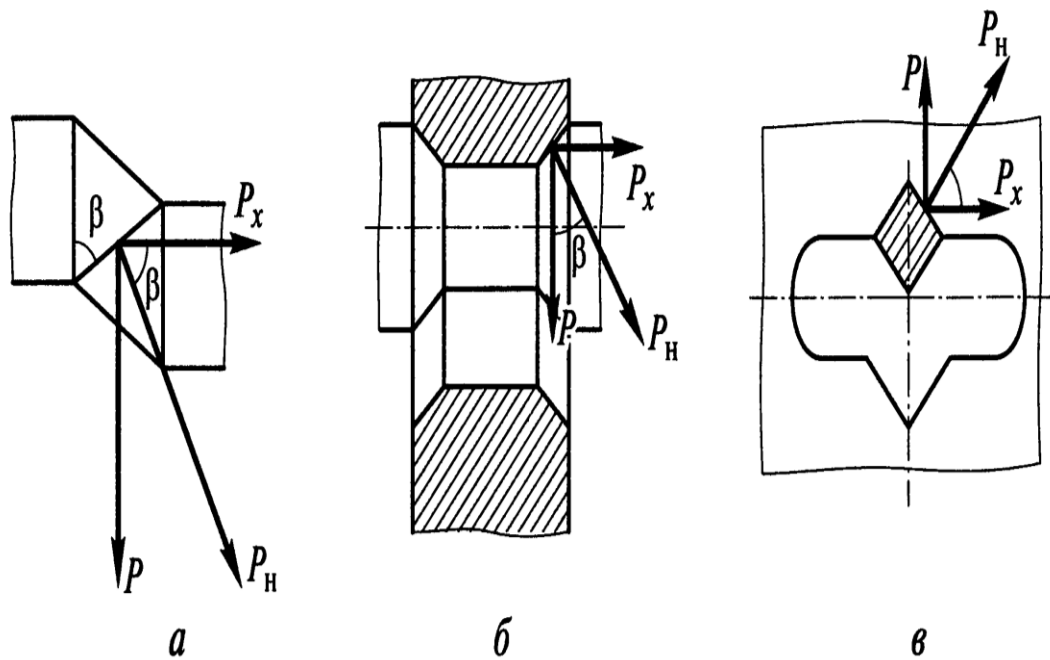
γ_c -istiliyin detal arasında paylanması əmsalı olub sinxronlaşma üçün $\gamma_c=0,5$

Götürülür. Hər bir qoşulmada sinxronun t-r artımı $15 \div 30^0$ ola bilər.

Bloklayıcı quruluşlar və onların hesabı

Sinxronlaşmada ən çox tətbiq edilən bloklayıcı quruluşun sxemi şəkil 2.3-də verilirdir:

- Bloklayıcı dişli üzük +(Qaz ailəsindən olan avtomobildə)
- Silindrin divarlarında hazırlanan bloklayıcı kəsik + (KPAZ və MAZ ailəsi)
- Bloklayıcı barmaq (ZİL ailəsində)



Şəkil 2.4. Sinxronizatorun bloklayıcı quruluşlarının sxemi

a-bloklayıcı dişlər ilə b-bloklayıcı barmaqlar , v-bloklayıcı kəsiklər.

Bloklayıcı elementi sıxan çevrəvi qüvvə

$$F_{\delta} = \frac{M_{sür}}{Q_b} \quad (2.10)$$

Q_{δ} -bloklayıcı elementin valın oxuna nəzərət yerləşmə radiusu.

F_δ -qüvvəsi bloklayıcı səthdə F_x reaksiya qüvvəsi yaradır:

$$F_x = \frac{F_\delta}{tg\beta} = \frac{M_{sür}}{Q_\delta tg\beta} \quad (2.11)$$

β -bloklayıcı səthinbucağı

Bucaq sürəti tam birləşənədək sinxronun duşli muftasının qabaqcadan birləşməsinə qarşısını almaq üçün sürücünün təsir etdiyi Q oxboyu qüvvəsi F_x qüvvəsindən kiçik olmalıdır

$$Q < F_x \quad (2.12)$$

(2.7) və (2.11) ifadəsini (2.12)-də yazsaq.

$$\frac{M_{sür} \sin\delta}{\mu Q_{ort}} < \frac{M_{sür}}{Q_\delta tg\beta} \text{ burada konusun təpə bucağının yarısıdır}$$

δ -sürtünən səthlərin maillik bucağıdır

η -blokdakı elementlərin sürtünmə əmsalıdır.

Sürtünən səthin pərqiqlənməsinin qarşısını almaq üçün konusun təpə bucağının yarısı həmişə sürtünmə bucağından yük almalıdır.

Bloklayıcı səthindəki sürtünmənin hesabına oxboyu reaksiya qüvvəsi F_x' qədər azalır:

$$F_x' = \mu' + F_n' \sin\beta \quad (2.14)$$

Vaxtından əvvəl qoşulma baş verməməsi üçün aşağıdakı şərt ödənməlidir:

$$Q < F_x - F_x' \quad (2.15)$$

Sadə parametri aşağıdakı həddində götürülür.

$$tg\beta < \frac{\mu Q_{ort} + \mu' Q_\delta \sin\delta}{Q_\delta \delta - \mu \mu' Q_{ort}} \quad (2.16)$$

Sinxronun parametri aşağıdakı həddində götürülür.

$$\beta = 25 \div 40^0; \delta = 6 \div 12^0; \mu = 0,06 \div 0,1$$

Pilləsiz ötürmə

Sürətlər qutusu layihə edilərkən verilmiş yol şəraitin də avtomobilin max dartı qüvvəsinin b_2 -min yanacaq sərfinin təmin edilməsi məsələsi həll edilməlidir.

Aşağıda verilən düstura əsasən mühitin və ona uyğun dartı çarxın dövr sayının sabit qiymətləndirmədə avtomobilin max mümkün olan dartı qüvvəsi onun hərəkət sürətindən asılı olaraq hiperbola qanunu ilə dəyişməlidir (şəkil 2.4).

$$F_{dmax} = \frac{N_{emax} \cdot r_{tp}}{\vartheta_a} = \frac{A}{\vartheta_a}$$

Bu cür asılılığı ancaq pilləsiz s.q.u təmin edə bilər. Belə ki, aparıcı valın sabit burucu moment və dövr sayında aparılan valın burucu momenti və dövr sayı avtomobilini sürətindən asılı olaraq fasiləsiz dəyişir:

Pilləsiz sürətli qutunun ötürmə ədədi aşağıdakı kimi hesablanır. (Şəkil 2.5).

$$U_{s.q} = \frac{\omega_{eN} Q_k}{U_{\delta.\theta} \cdot \vartheta_a} = \frac{\beta}{\vartheta_a}$$

Şəkil 2.5. Hidromexaniki sürətlər qutusunun sxemi

1,6,7,9,10,11,13-dişçarxlar; 2,3,17-friksiomlar 4-mufta 5,12,19-aparılan aralıq və aparıcı vallar, 8-nizamlayıcı 14,15-nasoslar 16-dirsəkli val. 18-hidrotransformator.

ω_{eN} -dartı valın nominal gücə uyğun gələn dövr sayı

$U_{\delta,\theta}$ -baş ötürücünün ötürmə ədədi. R_k -təkərin diyirlənmə radiusu.

Pilləsiz sürətli qutusunun üstün cəhəti.

1. Avtomobilin optimal dartı sürət və yanacaq qənaətliliyinin təmin edilməsi
2. Sürətlənmə vaxtının azaldılması
3. İdarəolunmanın yüngüllüyü çünki ötürmə ədədinin dəyişdirici avtomatik olur.
4. Avtomobilin keçidliyinin yüksəlməsi

Pilləsiz sürtəli qutunun müxtəlif tipi mövcuddur. Hidromexaniki, elektromexaniki, hidrohəcmli, friksion tipli (variator) ən geniş yayılmış hidromexaniki ötürmədir. Demək olar ki, bütün xarici firma istehsal etdikləri minik avtomobilin əlavə ödənişlə hidromexaniki sürətli qutunun yaymağı təklif edir.

Keçmiş SSRİ istehsal olunan QAZ14, ZİL410, Lİ AZ-677, Bel AZ-548 və digər xüsusi təyinatlı avtomobilərə hidromexaniki sürətli qutunun...qoyulur.

Elektromexaniki sürətli qutunun əsasən böyük yükötürmə qabiliyyətli avtomobildə tətbiq edilir. Məs.: yük götürmə qabiliyyəti. 75 ton və yükləri olma Bel AZ avtomobildə bu tip sürətli qutusu qoyulur.

Hidromexaniki ötürmələr

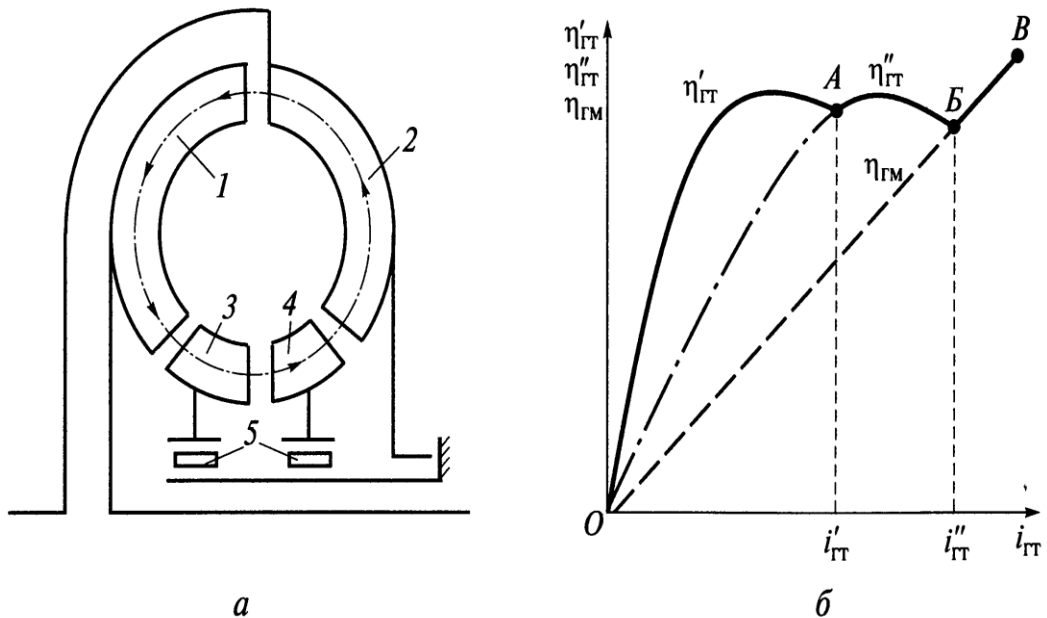
Hidrotransformatorlar.

Şəkil 2.6-da hidrotransformatorun sadələşmiş sxemi verilirdir.

- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| a)1.Dirsəkli val | 2. Nasos çarxının gövdəsi |
| 3. Turbin çarxı | 4. Nasos çarxı |
| 5. Reaktor | 6. Salnik |
| 7. Aparılan val | 8. Tərpənməz içlik |
| 9. Azad gedış muftası | |

Göründüyü kimi hidrotransformator 3 pərli çarxa malikdir:

Nasos çarxı (4), turbin çarxı (3) və reaktor (5). Nasos çarxı mühitin dartı valı ilə (1) turbin çarxı transmissiya ilə (7) birləşdirilir.



Şəkil 2.6. Hidrotransformatorun sxemi və xarakteristikası

1-nasos, 2-turbina, 3,4-reaktorlar 5-mufta

Hərəkətsiz pərli çarx reaktor isə hidrotransformatorun karterində yerləşdirilmiş azad gediş muftası (9) ilə birləşdirilir. Hidrotransformatorun örtüyü xüsusi yağla doldurulur.

Dartı valın fırlanması zamanı nasos çarxı yağı götürüb turbin çarxına tullayaraq onu və onun valını (7) hərəkətə gətirir.

Turbin çarxından çıxan yağ reaktora dam olur. Hansı ki, yağ axınının istiqamətini dəyişərək mühitin yaratdığı burucu momentin pilləsiz dəyişməsinə təmin edir. Turbin çarxının böyük olmayan forma sürətində reaktora daxil olan yağ onundaxili tərəfdən F_p qüvvəsi ilə təsir edərək reaktoru turbin və nasos çarxının formasına əks olan istiqamətdə döndərməyə çalışır. (şəkil 2.6b).

F_p qüvvəsi nasos çarxına təsir edən F_H qüvvəsi ilə eyni istiqamətlənir, turbin çarxına təsir edən F_T qüvvəsinin isə əksinə yönəlir. Ona görə də turbin çarxının valından alınan M_T burucu momenti nasos çarxının valındakı M_H burucu momentindən M_p qədər böyük olur:

$$M_T = M_H + M_p$$

Avtomobilin sürətlənməsi zamanı reaktora daxil olan yağ onunxarici tərəfdən F_p qüvvəsi ilə təsir edərək reaktoru ümumi hərəkət istiqamətdən döndərməyə qalışı, (şəkil 2.6.c.)

F_p və F_H qüvvəsi bir birinin əksinə istiqamətlədiyi üçün

$$M_T = M_H + M_p \text{ olacaq.}$$

Nəticədə hidrotransformatorun çıxışındakı burucu moment və aparıcı təkərdəki dartı qüvvəsi azalmış olacaq.

Avtomobilin hərəkət sürəti azaldıqda (məs. yolun müqaviməti artdıqda) turbin çarxının dövr sayı azalır. Yağın reaktora göstərdiyi təzyiq qüvvəsi artdığından turbin çarxındakı burucu moment, deməli aparıcı təkərdəki dartı

qüvvəsi artır. Turbin çarxının müəyyən dövr sayında reaktor azad gediş muftasında formalanmağa başlayır və hidrotransformator avtomatik hidromufta rejiminə keçir. Yəni burucu momenti dəyişmir.

Hidrotransformatorun qiymətləndirən əsas parametri:

Ötürmə nisbəti L_{HT} , transformasiya əmsalı K , $FİΘ-r_{HT}$, nasos valının moment əmsalı λ_H və şəffaflıq əmsalı Π .

Turbin və nasos valının $<$ sürətinin nisbətində hidrotransformatorun ötürmə nisbəti deyilir.

$$i_{HT} = \frac{\omega_T}{\omega_N} \quad \text{və yaxud} \quad i_{HT} = \frac{1}{U_{HT}}$$

U_{HT} -hidrotransformatorun ötürmə ədədi

Transformasiya əmsalı K turbin və nasos valındakı momentinin nisbəti ilə təyin edilir.

$$K = \frac{M_T}{M_N}$$

$$\text{Hidrotransformatorun } FİΘ \quad \zeta_{HT} = \frac{N_T}{N_N} = \frac{M_T \omega_T}{M_T \omega_H} = K \cdot i_{HT}$$

Nasos çarxınındüşən yükü təyin etmək üçün nasosun moment əmsalından istifadə edilir:

$$\lambda_H = \frac{M_H}{\rho_j \omega_N^2 D_{ak}^5}$$

ρ_j -yağın sıxlığı, ω_H -nasos çarxının $<$ sürəti

D_{ak} -nasos çarxının aktiv (ən böyük) diametri

Turbinin dayandırılmış vəziyyətində ω_T -nasosun moment əmsalının hidrotransformatoru $K=1$ rejimindəki moment əmsalına nisbəti şəffaflıq əmsalı adlanır. Bu baxımdan hidrotransformator 2 tipdə olur:

-Şəffaf və qeyri şəffaf

Şəffaf hidrotransformatorada aparılan valın dövrəsi yağın dəyişməsi ilə aparılan valın, deməli dartı valın dövrə sayı müəyyən qədər dəyişir. (sabit yanacaq veriliş şəraitində) . Bu cür hidrotransformatorada nasos çarxı $<$ sürətini sayır ki turbin çarxının $<$ sürətinə uyğunlaşdırır.

Qeyri-şəffaf hidrotransformatorada isə dartı valın, deməli nasos çarxının forma sürəti praktiki olaraq yolun hərəkətə müqavimətindən və beləliklə də dövrə sayında asılı deyildir.

Qeyri şəffaf hidrotransformatorada nəzərən şəffaf hidrotransformatorun xarakteristikası daha yaxşıdır. Çünki o, avtomobilin hərəkət şəraitinə daha yaxşı uyğunlaşır.

Qeyri şəffaf hidrotransformatorun konstruksiyası sadə olub, daha yüksək transformasiya əmsalına malikdir. Şəffaf hidrotransformatorada burucu momentin dəyişməz müqayisədə böyük deyil ($K = 2 \div 2,2$) Ona görə də avtomobilin lazımı dartı xüsusiyyətini təmin edə bilmir. Bu səbəbdən də, hidrotransformator planetar ötürmə qutusu ilə birlikdə tətbiq edilir.

Planetar ötürmələr:

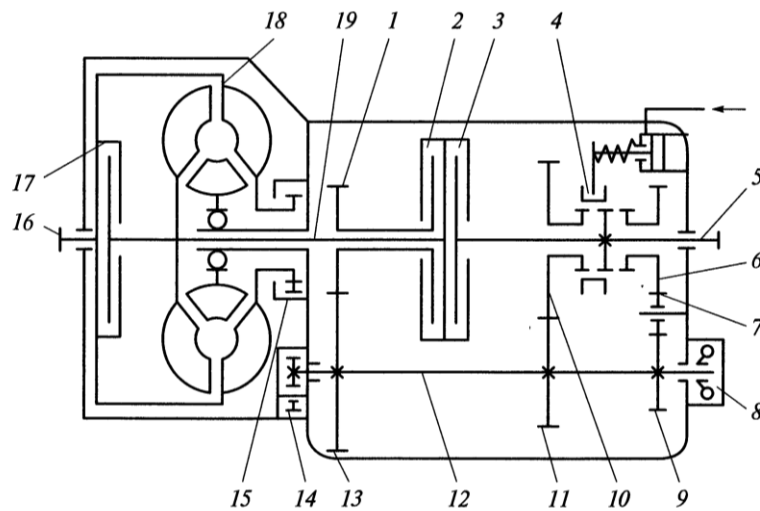
Həndəsi olaraq yerini dəyişən çarxlara malik ötürmə planetar ötürmələr deyilir.

Adətən hidromexaniki ötürmələrdə tətbiq edilən planetar ötürmələrin tərpənməz həndəsi oxu sürət qutusuna nəzərən bir sıra üstün cəhəti vardır:

-qırmadan sürəti dəyişmək mümkündür və idarəetməni avtomatlaşdırmaq lazımdır
- Dartı çarxın gərgin olmayan şəraitdə işləməsi onların ömrünü artırır və səssiz işini təmin edir.
- Mərkəzi dartı çarxın valını və yastığını radial qüvvəni qəbul etmir.
- FİƏ nisbətən yüksəkdir.

- Eyni diametrlı dartıcıdan istifadə edildikdə ötürmə ədədi tərpənməz oxlu sürətli qutusunda nəzərə alın böyük olur.
- Bununla yanaşı planetar ötürücülərinin mənfi cəhətləri də var;
- -konstruksiyası mürəkkəbdir və pillənin sayı artdığı konstruksiya daha da mürəkkəbləşir.
- Satelit dartıcı çarxının oxları böyük mərkəzdənqaçma qüvvəsinə məruz qalır.

Hissənin yağlanması təzyiqlə altındadır. Aşağıdakı planetar sıranın kinematik sxemini nəzərdən keçirək. Şəkil 2.7



Şəkil 2.7. Planetar mexanizm

1-aparan val 2-Taç dişli çarxı 3-satelit 4-aparıcı 5-aparılan val 6-günəş dişli çarx 7-tormoz

Günəş adlanan 1-dartıcı çarxını “a”-aparan valına bərkidilir və öz sərbəst oturdulmuş “2-sateilit çarxı ilə daimi ilişmədə olur. Satelitin oxları aparılan “h” valına sərbəst bərkidilmiş 4-göndəricisinə sərbəst birləşdirilir və onunla birlikdə mərkəzi oxun ətrafında ω_h -sürətilə fırlanır. Deməli satelit həlli öz oxu ətrafında, həm də xarici ilişməsi olan 1 günəş çarxı və xarici ilişməsi olan 3-taç ətrafında diyərlənir. Bu cür hərəkət planetar hərəkətinə oxşadığı üçün onların ötürməsi planetar ötürmə adlanır.

Planetar sıranın kinematik parametrini-sıranın daxili ötürmə ədədi U_d -ni hesablayaq. Bunun üçün bütün sistemə fikrimizdə qiymət və gəzdiricinin ω_h -bucaq sürətinə bərabər, istiqamətcə əks bucaq sürəti veririk. Nəticədə gəzdirici dayandırılmış mexanizm, başqa sözlərlə desək vallarının oxları hərəkətsiz olan adi dişli reduktor almış olarıq.

$$U_d = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}$$

Çevrilmiş mexanizm 1. Günəş çarxı $\omega_a - \omega_h, <$ sürətilə, 3-tac

Kardan ötürməsi

Vəzifəsi oxların 1 xətt boyunca yerləşməyə 4 və ya oxlarının vəziyyəti qarşılıqlı dəyişən 2 mexanizm arasında burucu momenti ötürməkdir. Kartdan ötürməsi ümumi halda kardan valından, kardan oynaqından və aralıq dayaqdan ibarətdir. Kardan ötürməsi konstruksiyasına aşağıdakı tələb qoyulur.

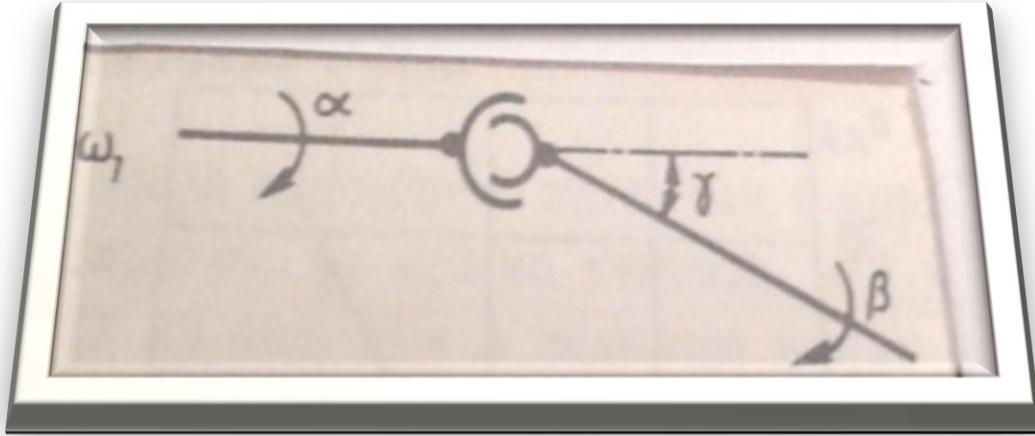
1. Transmissiyada əlavə yük yaratmadan burucu momenti ötürməlidir.
2. FİƏ yüksək olmalıdır.
3. Burucu momenti bucaq altında ötürməlidir.
4. Kütləsi kiçik olmalıdır.
5. Titrəyişsiz və səssiz işləməlidir. Rezonans hadisəsini aradan qaldırmalıdır.

Kardan oynaqı aşağıdakı əlamətə görə sinifinə bölünür:

1. Kinematik xüsusiyyətinə görə:
bərabər və qeyri bərabər sürətli konstruksiya.
2. Konstruktiv xüsusiyyətinə görə: Tam kardan oynaqı hansı ki, sadə və ya universal olub burucu moenti $30-45^0$ -lik bucaq altında ötürür: yarım kardan oynaqı-hansı ki, sərt və ya elastik olub burucu momenti $8-12^0$ bucaq altında ötürə bilir.

Qeyri bərabər bucaq sürətli kardan oynağının kinematikas

Belə kardan ötürməsinin sxemi şəkil 3.1-də verilib.



Şəkil 3.1. Kardan şarnirinin sxemi

Mexanizm nəzarətindən məlum ki, aparıcı və aparılan valın dönmə bucağı arasında aşağıdakı kinematik əlaqə var.

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma \quad (3.1)$$

Bu informasiyanı $\gamma = \text{const}$ şərti ilə differensiallasaq alarıq:

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cos \gamma} - \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.2.)$$

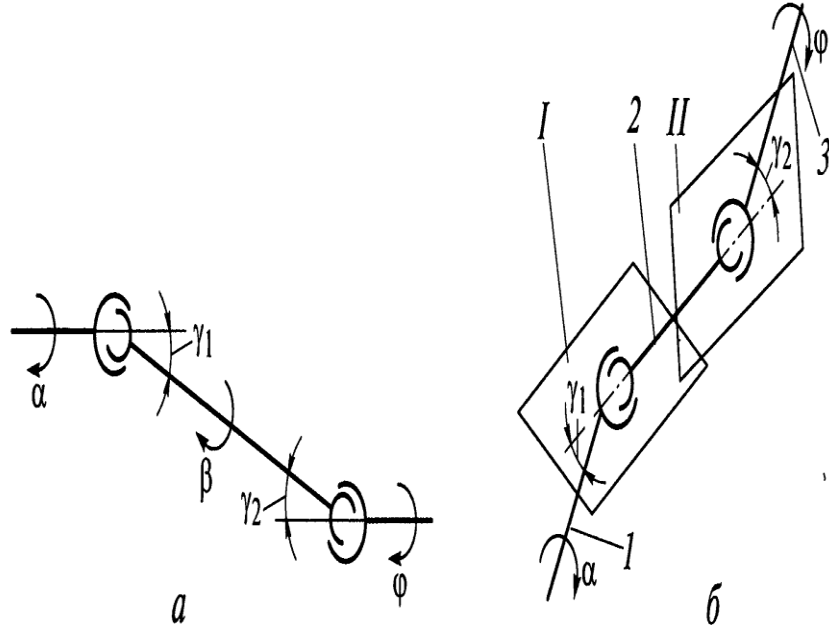
$\frac{d\beta}{dt} = \omega_2$ və $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1$ olduğunu nəzərə alsaq yaza bilərik.

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos \gamma} \quad (3.3)$$

(3.1)-dən istifadə edərək (3.3) tənlikdən $\cos^2 \beta$ -n çıxaraq

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} \quad (3.4)$$

Aparan valın bucaq sürətini ω sabit qəbul edərək ($\omega_1 = const$) aparılan valın $\omega_2 <$ sürətinin aparın valın dönmə bucaqdan asılılığını riyazi və qrafiki ifadəsini alırıq.



Şəkil.3.2. Birvallı ikişarnirli kardan ötürməsinin sxemi

1,3-mexanizm valları 2-kardan valı I,II-kardan çəngəllərinin yerləşmə sxemi

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} \quad (3.5)$$

(3.4)-dən və $\omega_2 = f(\alpha)$ qrafikindən görünür ki, $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ nisbəti özünün max qiymətini $\cos^2 \alpha = 1$ olduqda ($\alpha = \pi K; k = 0, 1, 2 \dots$), min qiymətini isə $\cos^2 \alpha = 0$ olduqda ($\alpha = \pi K + \frac{\pi}{2}; K=0, 1, 2, \dots$) alır:

$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma}; \omega_{2min} = \omega_{1min} = \omega_1 \cdot \cos \gamma$$

Aparılan valın formasının qeyri müntəzəmlik dərəcəsi qeyri müntəzəmlik əmsalı ilə xarakterizə olunur:

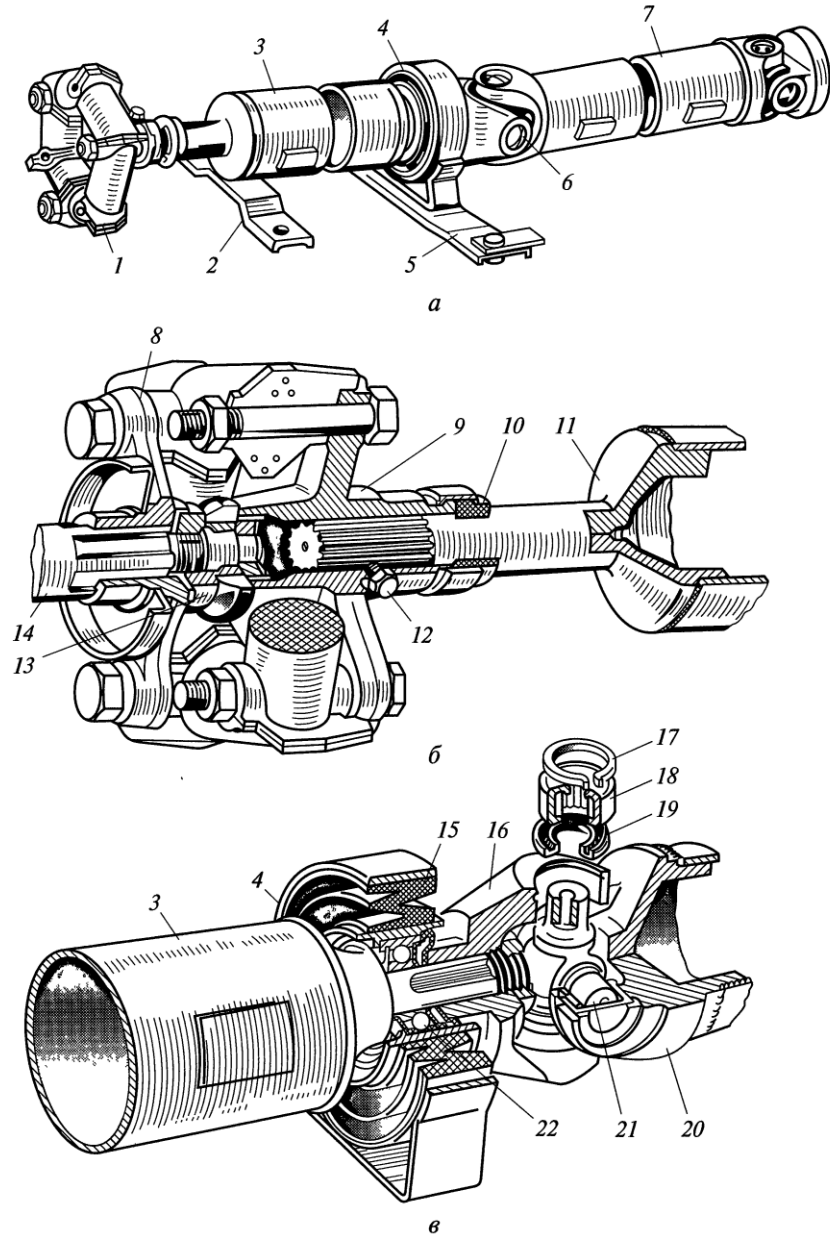
$$\delta = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} \text{ və yaxud}$$

$$\delta = \frac{\frac{\omega_2}{\cos\gamma} - \omega_1 \cos\gamma}{\omega_1} = \frac{1 - \cos^2\gamma}{\cos\gamma} = \frac{\sin^2\gamma}{\cos\gamma} \quad (3.6.)$$

γ -nın artması ilə aparılan valın fırlanmasının qeyri müntəzəmliyi artır.

Kardan ötürməsi qeyri müntəzəmin azaldılması oynağın sayını artırmaqla əldə edilir. 1 müstəvi üzərində yerləşən 2 oynaqlı və 2 vallı Kardan ötürməsinin kinematikasını.

Belə ötürmənin sxemi şəkil 3.3-də verilirdir.



Şəkil 3.3. VAZ minik avtomobilinin kardan ötürməsi.

a-ümumi görünüşü, b-elastik mufta v-kardan şarniri və aralıq dayaq, 1-mufta, 2-kronşteyn, 3,7-kardan valları. 4,5-aralıq dayaq, 6-kardan şarniri, 8,9-flanes, 10,19-manjet, 11-sonluq, 12-tıxac, 13-qayka, 14-val; 15-yastıq; 16,20-çəngəl, 18,22-yastıqlar; 21-krestovina.

Belə ötürmədə oynaqların aparıcı çəngəlli 1-i digərinə nəzərən 90° -lik bucaq altında yerləşdirilib.

Aparıcı çəngəlin baxılan şəkil müstəvisində yerləşən 1 oynaqının “aparıcı və aparılan valını dönmə bucağı arasındakı asılılığı yazaq:”

$$tg\beta = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} \quad (3.7.)$$

Aparan çəngəlin şəkil müstəvisinə nəzərən 90^0 döndərilmiş II oynağının apararı və aparılan vallının dönmə bucağı arasındakı asılılığı yazaraq.

$$tg\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) = \frac{tg(\beta + \pi/2)}{\cos\gamma_2} \quad (3.8.)$$

$$-ctg\varphi = \frac{-ctg\beta}{\cos\gamma_2}; \quad tg\beta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2} \quad (3.9)$$

(3.7) və (3.9)-ifadəsinin sol tərəfinin bərabərliyi şərtindən yazıla bilər.

$$\frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2}; \quad \frac{tg\alpha}{tg\varphi} = \frac{\cos\gamma_1}{\cos\gamma_2}$$

Deməli bərabər dönmə bucaqlı iki oynaqlı kardan ötürməsi yalnız $\gamma_1 = \gamma_2$ olduğu halda əldə edilə bilər.

1 müstəvi üzərində yerləşən 3 oynaqlı kardan ötürməsinin kinematik əlaqəsi.

Montaj sxemindən asılı olaraq oynaq aşağıdakı 3 üsuldən biri üzər yerləşdirilir.

$$tg\beta = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1}; \quad tg\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) = \frac{tg(\beta + \pi/2)}{\cos\gamma_2}$$

$$tg\theta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_3}; \quad tg\beta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2}$$

$$\frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2} = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} \leftrightarrow tg\varphi = tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}$$

$$tg\theta = tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_3} \leftrightarrow \frac{tg\theta}{tg\alpha} = \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_3}$$

Deməli giriş və çıxış valların sinxron forması $\cos\gamma_2 = \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_3$ şərti ödəndikdə mümkündür.

b) sxemi üçün

$$tg\beta = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} ; tg\varphi = \frac{tg\beta}{\cos\gamma_2} ; tg\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) = \frac{tg(\varphi + \pi/2)}{\cos\gamma_3} \leftrightarrow tg\theta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_3}$$

$$\frac{tg\beta}{\cos\gamma_2} = \frac{tg\theta}{\cos\gamma_3} \leftrightarrow tg\beta = tg\theta \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_3}$$

$$\frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} = tg\theta \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_3} \leftrightarrow \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} = \frac{\cos\gamma_3}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2}$$

Deməli giriş və çıxış vallının sinxron olması $\cos\gamma_3 = \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2$ şərti ödənildikdə mümkündür.

v) sxemi üçün

$$tg\beta = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} ; tg\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) = \frac{tg(\beta + \pi/2)}{\cos\gamma_2} \leftrightarrow tg\beta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2}$$

$$\frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1} = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2} \leftrightarrow tg\varphi = tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}$$

$$\frac{tg\theta}{\cos\gamma_3} = tg\alpha \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1} \leftrightarrow \frac{tg\theta}{\cos\gamma_3} = \frac{\cos\gamma_2 \cos\gamma_3}{\cos\gamma_1}$$

Qeyri bərabər bucaq sürətli Kardan oynaqının qüvvə əlaqəsi

Kardan oynaqındakı itkini nəzərə almaqla, hesab etmək olar ki, aparıcı və aparılan valladakı güc eynidir. $N_1 = N_2$ və $M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$ (3.14)

M_1 və M_2 -müvafiq olaraq aparıcı və aparılan valldakı buruğu momentidir. (3.4) və (3.14)-ə əsasən yazıla bilər.

$$M_2 = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}{\cos \gamma} \quad (3.15)$$

M_2 momenti ən böyük qiymətini $\cos^2 \alpha = 0$ olduqda ($\alpha = \pi k + \frac{\pi}{2}$; $k = 0, 1 \dots n$) alır.

$$M_{2max} = \frac{M_1}{\cos \gamma} \quad (3.16)$$

M_2 momenti ən kiçik qiymətini $\cos^2\alpha = 1$ olduqda ($\alpha = \pi k; k = 0,1 \dots n$) alır.

$$M_{2min} = M_1 \cdot \cos\gamma \quad (3.17)$$

(3.15)-dən görünür ki, Kardan oynağı aparılma vala qiymət və dəyişən moment ötürür. Deməli Kardan oynağına dəyişən ötürmə ədədini reduktor kimi baxmaq olar.

Əgər qəbul etsək ki, aparılan və aparılan valların kütləsi müntəzəm paylanıb, onda aparılan valın qeyri müntəzəm formasından yaranan əlavə moment M_{el} Kardan valını ($\beta - \alpha$) qədər buracaq.

$$M_{el} = M_{2max} - M_1 = \frac{M_1}{\cos\gamma} - M_1 = M_1 \left(\frac{1 - \cos\gamma}{\cos\gamma} \right)$$

Valın əlavə burulma bucağı

$$\beta - \alpha = \frac{M_{el}}{C_{br}} \quad (3.19)$$

C_δ -aparılan valın burulma sərtliyi. Əgər kardan oynağındakı etki kardanın FİƏ ilə işarə etsək onda yuxarıda göstərilən düsturunu aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_2 = N_1 \cdot \eta_k \\ M_2 = \frac{M_1 \cdot \omega_2 \cdot \eta_k}{\omega_2} \\ M_{2max} = \frac{M_1 \cdot \eta_k}{\cos\gamma}; M_{2min} = M_1 \cdot \cos\gamma \cdot \eta_k = M_1 \\ M_{el} = M_{2max} - M_1 \eta_k = \frac{M_1 \cdot \eta_k}{\cos\gamma} - M_1 \eta_k = M_1 \eta_k \left(\frac{1 - \cos\gamma}{\cos\gamma} \right) \\ = \frac{1 \cdot \sin^2\gamma \cos^2\alpha}{\cos\gamma} \cdot \eta_k \end{array} \right.$$

Bərabər bucaq sürətli kardan oynaqları

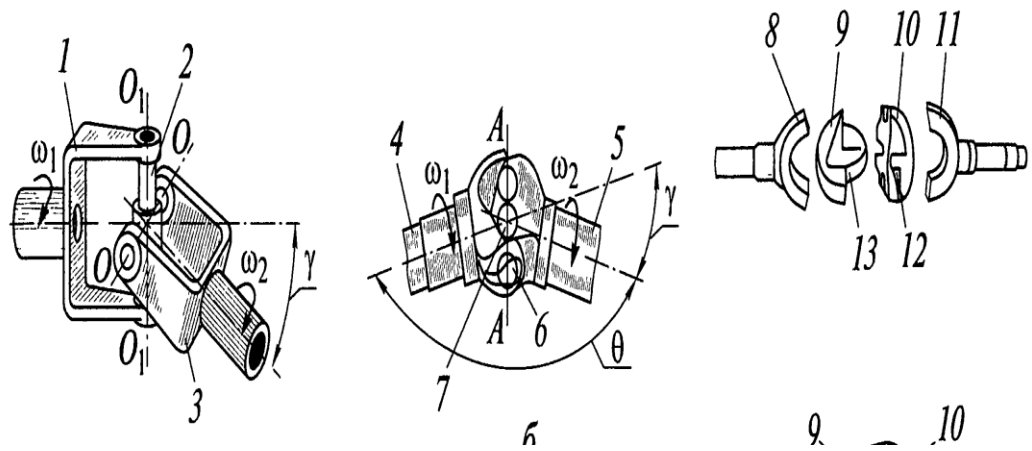
Bu cür konstruksiyanın əsasını 1 prinsip təşkil edir: Çevrəvi qüvvənin ötürüldüyü kontakt nöqtə valının tən bölmə müstəvil də yerləşir. Bunu izah etmək

üçün şək.3.5-də verilmiş sadə modeli nəzərdən keçirək. C kontakt nöqtəsinin çevrəvi sürəti

$$v_c = \omega_1 r_1 \text{ və } v_c = \omega_2 r_2$$

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$$

ΔAKC -dən və $\Delta ABDC$ -dən yazsaq bilərik.



Şəkil 3.5. Kardan oynaqları

a-qeyri-bərabər bucaq sürətli; b-bərabər bucaq sürətli, 1,3,8,11-çəngəllər 2-krestovina 4,5-vallar 6,7-kürəciklər 9,10-yumruqlar 12-paz 13-çixıntı.

$$r_1 = AK = AC \sin \alpha \quad r_2 = BD = BC \sin \beta$$

Bu ifadəni yuxarıda yerinə yazsaq

$$\omega_1 AC \sin \alpha = \omega_2 \cdot BC \cdot \sin \beta$$

Axırıncı ifadədən görünür ki, apararı və aparılan valının bucaq sürətinin bərabərliyi yalnız $AC=BC$ və $\alpha = \beta$ olduqda mümkündür.

ΔAOC və ΔBOC -nun bərabərliyindən görünür ki, bu halda C nöqtəsi tən bölən müstəvidə yerləşir.

$$AC=BC, AO=OB \text{ və } \alpha = \beta \text{ olduğundan } \angle ACO = \angle BCO = \frac{1}{2} \angle ACB$$

Bərabər bucaq sürətli Kardan oynağı 1 qayda olaraq apararı və idarə olunan körpüdə tətbiq edilir və müxtəlif konstruksiyaya malikdir.

1. < *Bejc* > tipli 4 kürəcikli kardan oynağı (YAZ 469, QAZ 66, ZİL-131 və s.).

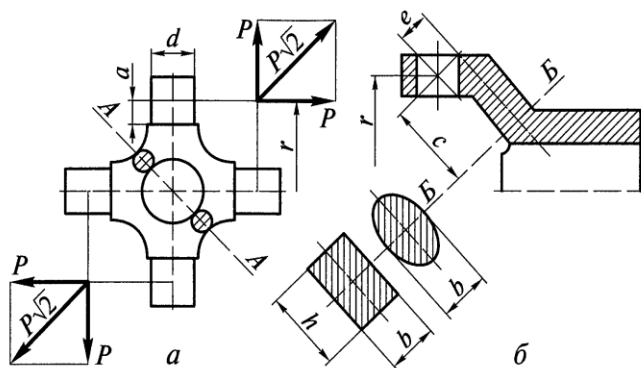
2. < *Birfild* > tipli 6 kürəcikli kardan oynağı (VAZ-2109, VAZ-2199 və s.).

3. < *Diskli* > kardan oynağı (KAMAZ 4310; URAL-432, KAZ-4540; KRAZ və s.)

Kardan ötürməsinin əsas elementlərinin hesabı

Qeyri bərabər bucaq sürətli kardan oynağı

Məlumdur ki, bu cür kardan ötürücüsü aparılan vala qiymət dəyişən moment ötürür. Deməli kardan ötürmə hissəsinə təsir edən qüvvədə qiymətçə dəyişəndir. Əvvəlcə kardan xaçının hesabını şəkil 3.6 əsasında nəzərdən keçirək. Xaçın barmağı əyilmə kəsilmə, və əzilmə gərginliyinə, xaçın özü isə A-A kəsiyi dağılmaya məruz qalır.



Şəkil 3.6. Qeyri-bərabər bucaq sürətli kardan şarnirinin əsas detallarının hesablama sxemi

a-krestovina

b-çəngəl

Xaçın apararı barmağın təsir edən qüvvə:

1. Çevrəvi (toxunan) qüvvə:

$$F_{t1} = \frac{M_{emax} \cdot U'_{tpmax}}{2r} = \frac{A}{\vartheta_a}$$

2. Ox boyu qüvvə: $F_{a1} = F_{t1} \sin \alpha t g \gamma$

Kardan oynaqına təsir edən qüvvə və gərginliklər

$$\text{Cəmi qüvvə } F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2} = F_{t1} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha t g^2 \gamma}$$

Xaçın aparılan barmaqlarına təsir edən qüvvə F_{ebpsbu}

$$F_{t2} = \frac{M_{emax} \cdot U'_{tpmax}}{2r} \cdot \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}{\cos \gamma} = F_{t1} \cdot \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}{\cos \gamma}$$

$$\text{Ox boyu } F_{a2} = F_{t1} \cdot \sin \gamma \cos \alpha \sqrt{1 + \sin^2 \alpha t g^2 \gamma}$$

$$\text{Cəm qüvvə } F = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{a2}^2} = F_{t1} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha t g^2 \gamma}$$

Qüvvəsi maksimum qiymətini $\sin^2 \alpha = 1$ olduqda ($\alpha = \frac{\pi}{2} + \pi K; K = 0, 1 \dots n$) alır.

$$F = \frac{F_h}{\cos \gamma}$$

Xaç barmağının əyilmə gərginliyi:

$$\sigma_{aj} = \frac{M_{aj}}{W_{aj}} = \frac{F_{max} \cdot a}{0,1d^3} = \frac{M_{emax} U'_{tpmax} \cdot a}{0,2r \cdot 0,1d^3} [\sigma_{aj}] = 250 \div 300 \text{MPa}$$

Xaç barmağının kəsilmə gərginliyi

$$\tau = \frac{4F_{max}}{\pi d^2} = \frac{2M_{emax} U'_{tpmax}}{\pi d^2 r} [\tau] = 75 \div 90 \text{MPa}$$

Xaç barmağının əzilmə gərginliyi

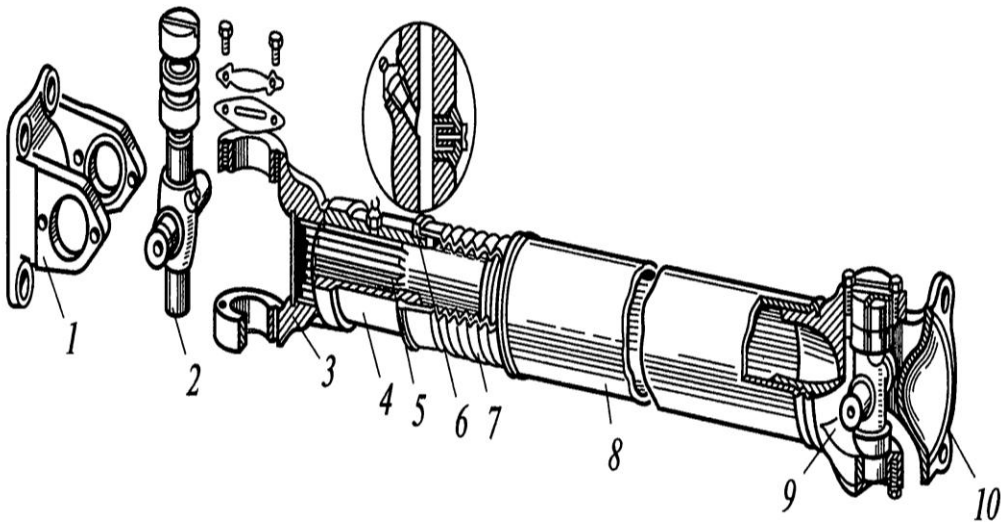
$$\sigma_{\partial z} = \frac{F_{max}}{dh} = \frac{M_{emax} U'_{tpmax}}{2rdh} [\sigma_{\partial z}] = 60 \div 80 MPa$$

Xaçın A-A kəsiyi üzrə dağılma gərginliyi

$$\sigma_{dağ} = \frac{F_{max} \sqrt{2}}{s} = \frac{M_{emax} U'_{tpmax} \sqrt{2}}{2NS} [\sigma_g] = 100 \div 150 MPa$$

S-xaçın A-A kəsiyi üzrə sahəsi

Kardan çəngəli əyilmə və burulma gərginliyinə məruz qalır (Şəkil 3.7)



Şəkil 3.7. Kardan ötürməsi və kardan çəngəlləri

1,3,9,10-çəngəllər; 2-krestovina, 4-oynaq, 5-sonluq 6-manjeta, 7-çexol, 8-val

Çəngəlin əyilmə gərginliyi

$$\sigma_{\partial j} = \frac{F_{max} \cdot C}{W_{\partial j}} = [\tau_{\partial j}] = 60 = \frac{M_{emax} U'_{tpmax} \cdot C}{2r \cdot W_{\partial j}}$$

$W_{\partial j}$ -kəsiyin əyilməyə müqavimət moment.

Düzbucaqlı kəsik üçün

$$W_{aj} = \frac{bh^2}{6}$$

$$\text{Ellips formalı kəsik üçün } W_{aj} = \frac{bh^2}{10}$$

Çəngəlin burulma gərginliyi

$$\tau = \frac{F_{max} \cdot a}{W_{\delta}}; [\tau] = 120 \div 150 \text{MPa}$$

W_{δ} -burulmada kəsiyin müqavimət elementi

$$\text{Düzbucaqlı kəsik üçün } W_{\delta} = \alpha hb^2$$

$$\text{Ellips formal kəsik üçün } W_{\delta} = \frac{bh^2}{5}$$

$\alpha - \frac{h}{b}$ -nisbətindən asılı əmsal.

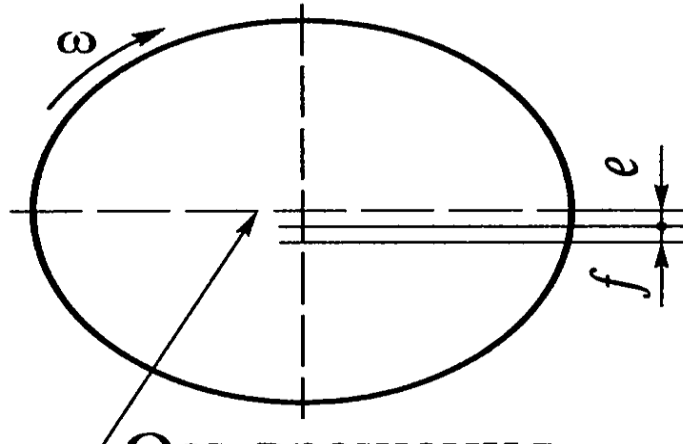
İynəli yastığa düşən buraxıla bilən yük

$$F_{max} \leq 7900 \cdot \frac{Z_u l_u d_u}{\sqrt[3]{\frac{n_M}{U_{max}} \cdot tg\gamma}}$$

Z_u, l_u, d_u -iynənin sayı, uzunluğu və diametri n_M -dirsəkli valın M_{emax} -a uyğun gələn dövr sayı.

Kardan valının kritik dövrlər

Fırlanma sürəti artdıqca kardan valında eninə rəqs yaranır. Kritik forma sürətinə yaxınlaşdıqca eninə rəqsin amplitudunun kəskin artması nəticəsində val sına bilər. Valın forma oxu ilə onun ağırlıq mərkəzi cüzi də olsa üst-üstə düşməsə yaranan mərkəzi qaçma nəticəsində val əyilir. Deyilən oxun üst-üstə düşməsində səbəb hazırlanma xətası, valın öz ağırlığından əyilməsi və sürətidir. Bunu izah etmək üçün şəkil 3.8də verilmiş sadə modelə baxaq.



Şəkil 3.8. Kardan valının kritik dövrlər sayının təyin olunma sxemi

Hesab edək ki, statik vəsiyyətdə valın oxu forma oxuna nəzərən e qədər yerini dəyişib və ω bucaq sürəti ilə fırlanıqda f qədər əyilir. Bu halda kardan valında yaranan mərkəzi qaçma qüvvəsi aşağıdakı kimi hesablanır.

$$P_{m.q.} = m_b b(e + f)\omega^2 \quad (3.2a)$$

Burda m_b -valın kütləsi olub belə hesablanır:

$$m_b = \frac{\pi(D_b^2 - d_b^2)l_b \rho_b}{4} \quad (3.21)$$

L_b , d_b , D_b valın müvafiq olaraq uzunluğu kimi və xarici diametri $p+u$, ρ_b valın hazırlığı materialın sıxlığı götürülür. Mərkəzi qaçma qüvvəsi valın elastiklik qüvvəsi ilə tarazlaşır. Hansı ki, aşağıdakı kimi hesablanır:

$$P_{el} = c_{\partial y} f \quad (3.22)$$

Burada $C_{\partial y}$ valın əyilmə sərtliyi aşağıdakı kimi tapılır.

$$C_{\partial y} = \frac{q_B b_B}{f} \quad (3.23)$$

q_B -valın vahid uzunluğa gətirilmiş çəkisidir. Beləliklə

$$P_{M.q.} = P_{el} \text{ və yaxud } m_b(e + f)\omega^2 = C_{ay}$$

$$\text{Buradan } \frac{m_b e \omega^2}{C_{ay} - m_b \omega^2} = f \quad (3.24)$$

$C_{ay} \rightarrow m_b \omega^2$ şərtində, valın əyintisi sonsuz böyük artır, yəni $f \rightarrow \infty$. Bu hala uyğun gələn bucaq sürəti kritik bucaq sürəti adlanır və aşağıdakı şərtdən tapılır.

$$Q_{kp} = \sqrt{\frac{C_{ay}}{m_b}} \quad (3.25)$$

Kritik bucaq sürətinə uyğun gələn kritik dəqiqə sayı

$$n_{kp} = \frac{30\omega_{kp}}{\pi} d\omega q^{-1} \quad (3.26)$$

Valın əyilməsi onun yüklənmə sxemindən asılı olaraq təyin edilir. Hesab edək ki, kardan valı 2 dayaq üzərində oturdulmuş və müntəzəm yüklənmiş çubuqdur. Belə çubuğun əyintisi aşağıdakı kimi təyin edilir.

$$f = \frac{5q_b l_B^4}{384EJ_U} \quad (3.27)$$

$E = 2,5 \cdot 10^5 MPa$ I növ elastiklat modulu

J_U -valın en kəsiyinin əyilmə modulu olub belə tapılır:

$$\text{Boru şəkilli valı üçün: } J_U = \frac{\pi(D_B^4 - d_B^4)}{64} \quad (3.28)$$

$$\text{Bütöv valı üçün: } J_U = \frac{D_B^4}{64} \quad (3.29)$$

Yuxarıdakı ifadədən nəzərə almaqla aşağı çevrilmələri aparsaq boru şəkilli kardan valı kritik bucaq üçün sürətinin ifadəsini alarıq

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{C_{\alpha y}}{m_b}} = \sqrt{\frac{q_B l_B}{f} \cdot \frac{1}{m_b}} = \sqrt{\frac{q_B l_B}{1} \cdot \frac{384 E J_U}{5 q_b l_B^3} \cdot \frac{1}{m_b}} =$$

$$\sqrt{\frac{384 E}{5 l_B^3} \cdot \frac{\pi (D_B^4 - d_B^4) D_b^2 + d_B^2}{16} \cdot \frac{4}{(D_b^2 - d_B^2) l_B \rho_B}} = \sqrt{\frac{384 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 10^6 (D_b^2 + d_B^2)}{5 l_B^4 \cdot 7800 \cdot 16}} = 1,2 \cdot$$

$$10^4 \sqrt{\frac{D_B^2 + d_B^2}{l_B^4}} \quad (3.30)$$

Bütöv val üçün: $\omega_{kp} = 1,2 \cdot \frac{10^4 D_B}{l_B^2} rad/san$. Hesabi kritik dövr adətən həqiqi kritik dövr sayından böyük olur. Onun əsas səbəbi dayağın elastikliyi, balanslaşmanın dəqiqliyi, şlisli birləmədəndə ara boşluğu olmasıdır. $\Pi_{kp} = \Pi_{kp} \cdot K_{k.b.}$. $K_{k.b.}$ – yuxarıda deyilən faktorları nəzərə alan əmsal olub qiyməti $K_{k.b.} = 0,9 \div 0,95$ hədində dəyişilir. Təcrübə göstərir ki, kardan ötürməsinin normal işləməsini təmin etmək üçün kp .sayı max istismar dövr sürətinin 1,5-2 dəfə böyük olmalıdır.

$$\Pi'_{kp} = \Pi_{max} = 1,5 - 2$$

3.30 və 3.31-də əsasən deyə bilərik ki, kritik dövr sürətinin artırmaq üçün valın daxili və xarici dövrünü artırmaq üçün, yada uzunluğu azaltmaq lazımdır. Kritik valın dinamik balanslaşdırılır. Kritik valın yığıldıqdan sonra burmaya yoxlanılır. 0,5-0,8 mm-dən artıq olmamalıdır. K valında yaranan burulma gərginliyi max burma momentinə görə hesablanır: Boru şəkil valı üçün $\tau_\delta = \frac{16 M_{emax} \cdot U_{tpmax}}{\pi (D_b^4 - d_b^4)}$

$$\text{Bütöv val } \tau_\delta = \frac{16 M_{emax} \cdot U_{tpmax}}{\pi D_b^3}$$

U'_{tpmax} - kritik valına qədər max ötürücü ədədi.

Burulma gərginliyin buraxıla bilən qiyməti aşağıdakı həddində dəyişilir:

Boru şəkilli val üçün $[\tau] = 100 \div 120 MPa$

Bütöv val üçün $[\tau] = 300 \div 400 MPa$

Burucu moment ötürülən zaman kardan val müəyyən bucaq qədər burulur.

Burulma bucağı belə tapılır:

$$\theta = \frac{M_{emax} \cdot U'_{tpmax} \cdot l_b}{G \cdot J_U} \cdot \frac{180}{\pi}$$

G- burulmada elastiklat modulu olub qiyməti G=850 Mpa

L_b-valın uzunluğu.

Valın 1 metrinə düşən dönmə bucağını bura bilən qiyməti 7 ÷ 8⁰-dir.

Burucu yükün təsirindən valın, şlisin dəyişmə və kəsilmə gərginliyinə məruz qalır.

Şlisin orta diametri üzrə təsir eədn qüvvədən yaranan əzilmə gərginliyi tapılır.

$$\sigma_{az} = \frac{8M_{emax} U'_{tpmax}}{(d_{sx}^2 - d_{sd}^2) l_{\text{ş}} \cdot n_{\text{ş}}}$$

d_{sx}, d_{sq}, l_ş, n_ş-müvafiq olaraq şlisin xarici və daxili diametri, uzunluğu və sayıdır.

Şlisin əzilmə gərginliyin [] qiyməti 15 ÷ 20 MPa olur.

Qəbul etsək ki, şlis d_{sq}-diametri üzrə kəsilir onda kəsilmə gərginliyini belə hesablamaq olar

$$\sigma_{kəs} = \frac{M_{emax} U'_{tpmax}}{d_{sq} l_{\text{ş}} b_{\text{ş}} \cdot n_{\text{ş}}}$$

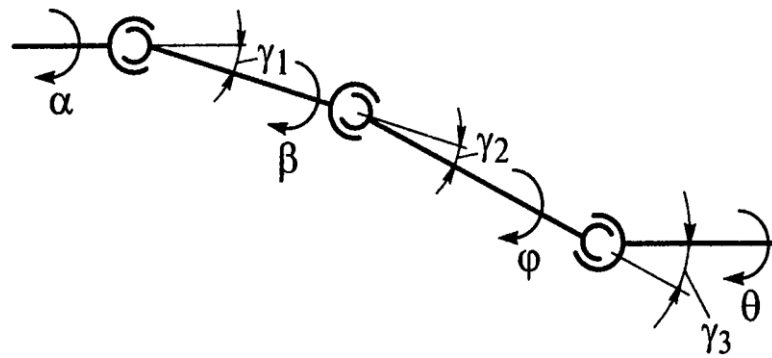
l_ş -şlisin eni.

Kəsilmə gərginliyinin buraxıla bilən qiyməti 25 ÷ 30MPa. üzərində yerləşən kuzovun rəqsi zamanı kardan oynağı arasındakı məsafənin dəyişməsi ilə əlaqədar şlis birləşməsində oxboyu qüvvə yaranır. Kritik ötürməsinin ömür uzunluğunun avtomobilin digər əsas aqreqatının ömür uzunluğundan 2-3 dəfə az olmasının əsas səbəbindən biri bu oxboyu qüvvədir. Onun qiyməti belə tapılır.

$$F_x = \frac{4M_{emax} U'_{tpmax} \cdot \mu}{d_{sx} + d_{s.q}}$$

μ - şlis birləşməndəki sürtünməni xarakterizə edən əmsal olub qiyməti 0,06 ÷ 0,10 həddində götürülə bilər.

Oxboyu qüvvəni azaltmaq üçün şlisli birləşmədə sürüşmə sürtünməsi diyirlənmə sürtünməsi ilə əvəz edilməlidir.



Şəkil 3.4. İki vallı üç şarnirli kardan ötürməsinin sxemi

Baxılan sxemdə aparıcı və aparılan valların sinxron forması val arasındakı bucaq yalnız müəyyən nisbətində gözlənilə bilər.

- a) Sxem üçün
- b)

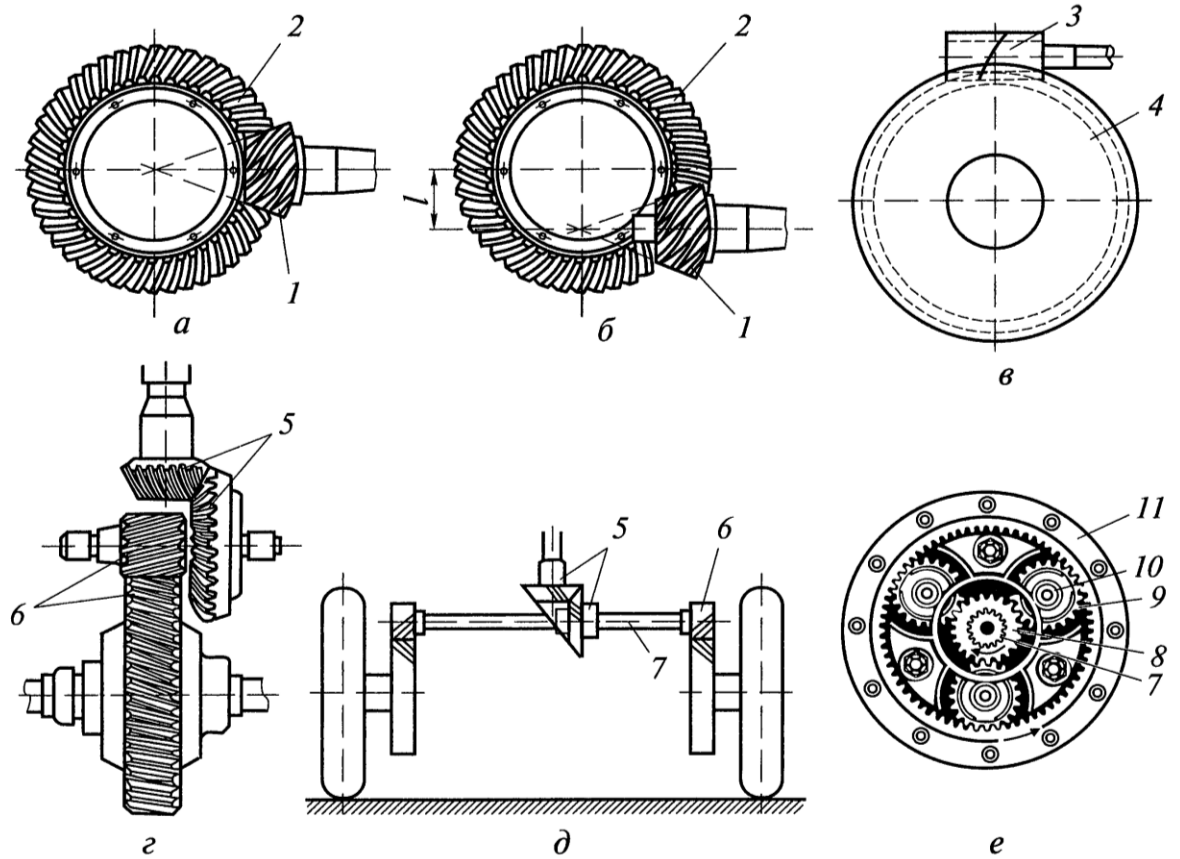
4. Baş ötürücünün konstruksiyasının analizi və qiymətləndirilməsi

Sonsuz vint ötürməsi

Sonsuz vintli baş ötürücünün hal hazırda nadir halında bəzi çox oxlu avtomobildə istifadə olunur. (Şəkil 4:1).

Sonsuz vint 1 sonsuz vint çarxına 2 nəzarətdən ya aşağıda ya da yuxarıda yerləşdirilir.

Sonsuz vint ötürücünün ötürmə ədədi vint



Şəkil 4.1. Baş ötürmələr

a,b,v-birqat; q,d-ikiqat; e-reduktor

1-aparan dişli çarx; 2-aparılan dişli çarx; 3-sonsuz vint, 4-sonsuz vintçarxı, 5-konik dişli çarx, 6-silindrik dişli çarx, 7-yarımox, 8-günəş dişli çarxı, 9-satellit, 10-ox, 11-tac dişli çarxı.

Çarxın dişinin sayının (Z_2) vintin içində daxil olan dişlərin sayına (Z_1) nisbəti kimi təyin edilir

(Adətən $Z_1 = 4 \div 5$)

$$b. \ddot{o} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_W}{d_W \cdot t h \beta}$$

D_W -sonsuz vintin və onun çarxının başlanğıc çevrələrinin diametri

β -sonsuz vintin toxunan xəttinin qalxma /-dır.

Digər baş ötürücülə müqayisədə son vint ötürücüsü ən kiçik ölçülərlə və səs səviyyəsinə, min dinamik olmaqla yanaşı nisbətən aşağı FİƏ ilə işləyir. (0,90 ÷ 0,92). Baş ötürücünün FİƏ β bucağından asılıdır və böyük qiyməti $\beta = 45^0$ -yə uyğun gəlir.

β -nin artması ilə onun qabarit qiyməti də böyüyür. Ona görə də ölçü əsas ölçüldükdə (məs.: yüksək keçidli avtomobili üçün) 25-30 qəbul edilir.

Hazırlanmanın əmək tutumuna və isitfədə olunan materiallarla görə (qurquşunun bronza) baş ötürücüsü ən bahalı sayılır.

Silindrik ötürmə

Qabaq oxu apararı və mühərriki eninə yerləşdirən avtomobildə tətbiq edilən silindrik. Baş ötürücü sürətlər qutusu ilə birlikdə ümumi karterdə yerləşdirilir.

Silindrik ötürmələrin mövcud konstruksiyasına darta çarxın düz (FORD) çəp (VAZ-FİAT) və ya qoşadikli (HONDA) hazırlanır. 3,5 ÷ 4,2. Həddində qəbul edilir. Çünki, böyük ötürücü ədədində aparılan darta çarxın ölçüsü böyüyür. Nəticədə ilə yolun işıqlıq məsafəsi azalır, səs səviyyəsi yüksəlir. Silindrik ölçünün FİƏ-0,98-dən yüksək olur.

Konik ötürmə

Düz dişli konik ötürmə müasir avtomobildə tətbiq edilir. Spiral dişli konik baş ötürücü əsasən 2 qat baş ötürücülü yük avtomobilində (ZİL-431410, KAMAZ, MAZ, KRAZ, URAL və s.) və ZAZ-968, UAZ markalı yüngül minik avtomobilində tətbiq edilir.

Şəkil 4.2. Mərkəzi baş ötürücülər (bir konik və hipoid cütləri bir silindrik cüt)

Konik ötürücünün ötürmə ədədi $U_{b.ö.} = \frac{z_2}{z_1}$

$$Z_1 = \frac{dW \cos \beta_1}{m_n}; \quad Z_2 = \frac{DW \cos \beta_2}{m_n};$$

β, D_W, β_2 -müvafiq olaraq aparıcı və aparılan çarxın başlanğıc çevrəsinin dişlərinin maillik L-dır. Çıxılan tip ötürmə üçün $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ olduğunu nəzərə alsaq yazı bilərik

$$U_{b.ö.} = \frac{D_W}{d_W}$$

Konik ötürmədə aparıcı çarxın dişinin sayı Z_1 -i 5-6-ya çatdırmaq olar. Ötürmədə $\beta = 30 - 40^0$ götürülməsi eyni zamanda ilişmədə olan dişlərin sayını artırmağa imkan verir.

Spiral dişli konik ötürmənin FİƏ $0,97 \div 0,98$ olur.

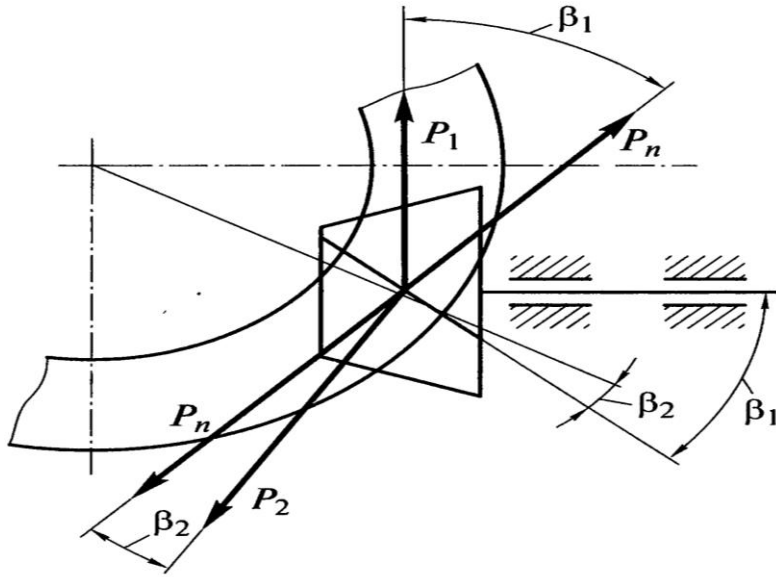
Hipoid ötürmə

Konik ötürmədən fərqli olaraq h.o-də dartı çarxla kəsişir. Çarxpaşlaşır şəkl.4.3.

Bu zaman aparıcı çarxın oxu aparılan anına nəzərən E qədər yerdəyişmə alır. Yerdəyişmə həm aşağıdan, həm də, yuxarıdan ola bilər. Hipoid ötürücünün ötürmə ədədi

$$U_{b.ö.} = \frac{D_W \cos \beta_2}{d_W \cos \beta_1} = K_r \frac{D_W}{d_W}$$

$\beta_1 > \beta_2$ olduğundan ($\beta_1 = 45 - 50^0, \beta_2 = 20 - 25$)



Şəkil 4.3. Hipoid ötürməsinin dişli çarxlarına təsir edən qüvvələr

$$K_r = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = 1,2 \div 1,5$$

K_r -in böyük qiymətləri minik avtomobilinin, kiçik qiyməti isə yük avtomobilinin baş ötürücüsü üçündür. Bir qat konik və hipoid ötürücünün ötürmə ədədi adətən aşağıdakı həddində götürülür.

Yüngül minik avtomobilləri üçün $U_{b.ö.} = 3,5 \div 4,5$

Yük avtomobilinin və avtobuslar üçün $U_{b.ö.} = 5 \div 7$

Hipoid ötürücünü FİƏ

$$Z_{b.ö.} = \frac{1 + \mu \operatorname{tg} \beta_2}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta_1}; \mu = 0,05 \div 0,1$$

$Z_{b.ö.}$ -nin FİƏ təxminən 0,96-0,97 həddində dəyişir. Konik ötürməyə nəzərən hipoid ötürücünün əsas üstünlükdür;

-möhkəmdir, səssiz işləyir, karzan valının və kuzovun döşəməsini aşağı salmalıdır. Bununla da avtomobilin dəyanətliyini artırmağa imkan verir.

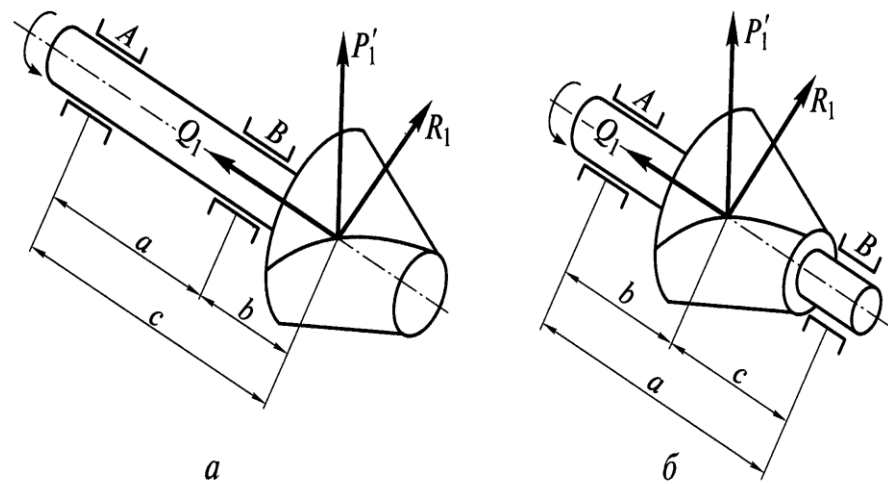
Hipoid ötürücünün çatışmayan çox həssas olması, dişlərin çox qarşılıqlı sürüşməsi, hissəsinin çox qızması və yağın sıxışdırılıb çıxarılması.

Hipoid ötürücüsü hal hazırda demək olar ki, VAZ və QAZ ailəsindən olan bütün minik və avtomobilində istifadə olunur.

Mərkəzi baş ötürücüləri

İkiqat bir pilləli mərkəzi baş ötürücü 1 konik və ya hipoid cütlə 1 silindrik cütdən ibarət olmaqla ümumi karterdə yerləşdirilir. Ondan böyük ötürücü ədədi tələb olunan orta və yüksək yük götürmə qabiliyyətli yük avtomobilində və avtobuslarda istifadə edilir. (OKraz-257, Kraz-6505, ZİL 131, URAL-4320, ZİL və s.).

Dartı çarxın müxtəlif kompanovkasında yerləşdirilən 2 qat baş ötürücüsündən 1-nin sxemi 4.4-də göstərilir (Kraz-257).



Şəkil 4.4. Baş ötürmənin aparıcı dişli çarxına təsir edən qüvvələr:

a-konsol qurğusu, b-əlavə dayaq qurğuları A,B-dayaqlar

Konik qaparan d/ç (1) konsol yerləşdirilib.

Konik aparılan d/ç (2) çəp dişli çarxla (3) bir val üzərində mantaj edilib. (2) və (3) çarxının dişinin maillik L elə seçilir ki, irəliyə hərəkət zamanı ox boyu qüvvələr. Fak Fac qarşılıqlı müvazinətləşsinlər. Geriyə hərəkət zamanı ox boyu

qüvvə toplandıqdan yastı və bərkidici hissənin seçilməsində nəzərə alınmalıdır.

Konik çarxa təsir edən ox boyu qüvvə

$$F_{ak} = \frac{M_{emax} U_{cr1}}{rWk \cos \beta_k} (tg \alpha_k \cdot \sin \delta_k + \sin \beta_k \cos \delta_k)$$

$r_{W_k}, \beta_k, \delta_k$ -konik çarxın ilişmə bucağı və konusluq bucağının yarısı.

α_k - konik çarxının ilişmə bucağı.

Silindrik çarxa təsir edən ox boyu qüvvə.

$$F_{ak} = \frac{M_{emax} U_{cr1} \cdot U_{b.ö.}}{rW_c} \cdot tg \beta_c.$$

r_{W_c}, β_c -silindrik çarxın başlanğıc çevrəsinin radiusu və dişlərin çəplik bucağı.

Ox boyu qüvvəti müvazimətləşdirmək üçün β_c bucağı aşağıdakı şərti ödəməlidir.

$$tg \beta_c = \frac{rW_c}{rW_k \cdot U_{b.ö.} \cdot \cos \beta_k} (tg \alpha_k \cdot \sin \beta_k + \sin \beta_k \cdot \cos \beta_k)$$

2. Pilləli mərkəzi baş ötürücü

O, ağır yol şəraiti üçün nəzərdə tutulan böyük yük götürmə qabiliyyətli yük avtomobildə və bir sıra avtobuslarda tətbiq edilir. O, ötürücü ədədini 2 dəfə artırmağa imkan verir. Müxtəlif kompanovkada artırmağa yetirilən 2 pilləli mərkəzi baş ötürücünün sxemdən biri şəkil 4.5-də verilmişdir.

Konik və ya hipoid ötürməli mərkəzi reduktor (1) 2 cüt silindrik çarxlarla ((2) və (3)) birlikdə bir katerdə yerləşdirilib.

Ötürücü ədədinin dəyişdirilməsi (4) sinxronizatoru vasitəsilə (2) aşağı və ya (3) yüksək ötürməsinin qoşulması ilə həyata keçirilir. Yüksək ötürmədən (3) az yüklə yaxşı yolda hərəkət zamanı aşağı ötürmədən isə (2) tam yüklə ağır yol şəraitində hərəkət zamanı istifadə edilir.

Şəkil 4.5.

2 pilləli baş ötürücüdən yalnız 2 oxlu avtomobilində istifadə etmək məqsədəuyğun sayılır. Çünki, çox oxlu avtomobildə onun tətbiqi transmissiyanı xeyli mürəkkəbləşdirir.

Təkər reduktorlu baş ötürücü

Təkər reduktoru baş ötürücü konik və ya hipoid tipli mərkəzi reduktordan ($U_{b.ö.} = 2 \div 3$) və təkərdə yerləşdirilmiş 2 əlavə reduktordan ibarətdir (Şəkil 4.6).

Onların tam kütləsi 14 tondan çox olan yük avtomobilində, eləcə də tam kütləsindən asılı olmayaraq yüksək keçidli avtomobildə tətbiq edilir.

(MAZ 500, Az 540, UAZ-469 və s.)

Şəkil 4.6.

Mərkəzi reduktorun ötürücü ədədinin və ölçülərinin kiçik olması hesabına avtomobilin işıqlıq məsafəsi böyüyür. Differensial və yarım oxlarla ötürülən buruğu (şə) azalır. Bu isə öz növbəsində onların ölçülərinə təsir edir.

Mərkəzi 2 qat ölçüyə nəzərən təkər reduktorlu baş ötürücü daha mürəkkəb və metal tutumlu olurlar. Müxtəlif tipli 2 qat baş ötürücü-n $Fİ\Theta$ $0,93 \div 0,06$ həddində olur.

Baş ötürüclərdə təsir edən qüvvələr

Bu qüvvəti təyin etmək üçün şəkil 4.7-də göstərilmiş aparıcı d/ç-ın sxemindən istifadə edək.

Şəkil 4.7.

Şəkildə göstərildiyi kimi dişə təsir edən normal qüvvə 3 toplanana ayrılmışdır. Ox boyu F_{a1} , çevrən F_{t1} və radial qüvvə F_{r1}

“1” indeksi parametrlərin aparən çarxa aid olduğunu göstərir.

Şəkil 4.7a

Aparan çarx

$$\text{Çevrəvi qüvvə: } F_{t1} = \frac{M_{emax} \cdot U_{tr}}{r_0}$$

$r_0 = r_n - 0,5l \sin b$ -orta radius

r_n -başlanğıc konusun oturacağıının radiusu

l-dişli çarxın eni

b-başlanğıc konusun konusluq bucağıının yarısı.

$$\text{Ox boyu qüvvə: } F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (tg \alpha_W \cdot \sin b_1 \pm \sin \beta \cdot \cos b_1)$$

Burada çarxın forma istiqaməti ilə spiralın istiqaməti eyni olduqda “-” işarəsi, əks olduqda “+” götürülür.

$$\text{Radial qüvvə: } F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (tg \alpha_W \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta)$$

Aparılan çarx:

$$\text{Çevrəvi qüvvə: } F_{t2} = F_{t1}$$

$$\text{Ox boyu qüvvə: } F_{a2} = F_{a1}$$

$$\text{Radial qüvvə: } F_{r2} = F_{r1}$$

Hipoid cütünə təsir edən qüvvələr

Aparan çarx:

$$\text{Çevrəvi qüvvə: } F_{t1} = \frac{M_{emax} \cdot U_{tr}}{r_0}$$

$$\text{Ox boyu qüvvə: } F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (tg \alpha_W \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cdot \cos \delta_1)$$

$$\text{Radial qüvvə: } F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta} (tg\alpha_W \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta_1 \cdot \sin\delta_1)$$

Aparılan çarx:

$$\text{Çevrəvi qüvvə: } F_{t2} = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \cdot F_{t1}$$

$$\text{Ox boyu qüvvə: } F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_1} (tg\alpha_W \sin\delta_2 \pm \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

$$\text{Radial qüvvə: } F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_1} (tg\alpha_W \cos\delta_2 \mp \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

Dayaq reaksiyaları

Yastığa düşən yükü təyin etmək və valındakı gərginlik hesablamaq üçün A və B dayaqların reaksiyasını tapmaq lazımdır. Şəkil 4.7-də qəbul edilmiş işarələr A və B dayaqlarının reaksiyasının həm konsol (a) həm də əlavə dayaqlı hal üçün (δ) eyni ifadələ hesablamağa imkan verir.

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(F_{t1} \cdot b)^2 + (F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot r_0)^2}$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(F_{t1} \cdot c)^2 + (F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_0)^2}$$

Baş ötürücü üçün metal olaraq sementlənmiş və ya nitrosegmentli bərk poladda istifadə edilir.

(15 X H3A, 20XH3A, 20X20XFT, 30XFT, 12X2H4A)

Baş ötürücünün əsaslı təmirə qədər olan yürüş.

Minik: 125 ÷ 250000km

Yük və avtobus+: : 200000 ÷ 500000km

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(F_{t1} \cdot c)^2 + (F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_0)^2}$$

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(F_{t1} \cdot b)^2 + (F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot r_0)^2 + (F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_0)^2}$$

Diferensiallar: təyinatı, qoyulan tələb və təsnifat

Diferensial ona ötürülən buruğu momenti təkər və yaxud körpü arasında paylaşmaq funksiyasını yerinə yetirir. Eləcə də aparılan valların müxtəlif < sürəti və formasına imkan verir. Ona aşağıdakı tələb qoyulur:

- ən yaxşı istismar xüsusiyyətini təmin etməklə buruğu momenti müəyyən nisbətində möhkəmlik, yeyilməyə davamlılıq, FİƏ və resurs.
- Minimal ölçü və s.

Diferensiallar aşağıdakı əlamətlərinə görə təsnif olunur.

1. Transmissiyada yerləşdirilməsinə görə;
2. Aparılan valındakı buruğu momentin nisbətinə görə;
3. Dəyişən və sabit nisbətli.

Sabit nisbətli diferensial simmetrik və ya qeyri simmetrik ola bilər.

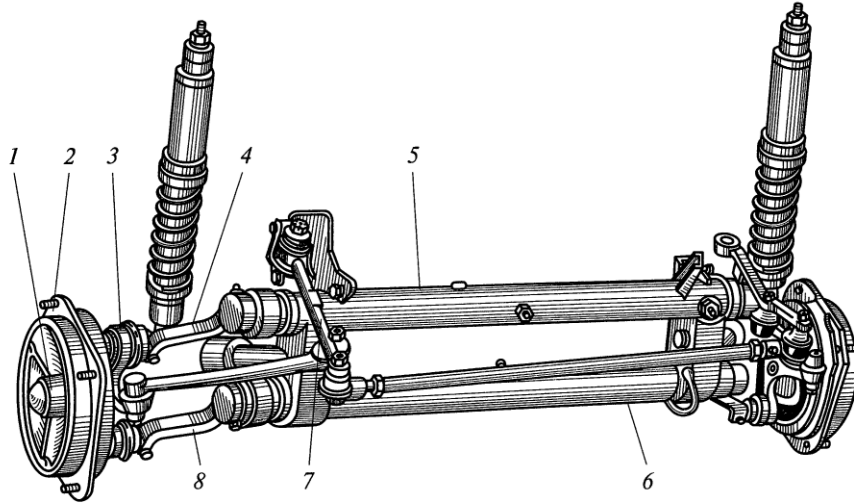
Dəyişən nisbətli diferensial məğbur bloklanan və özü bloklanan ola bilər.

Özü bloklanan diferensial öz növbəsində aşağıdakı növbəyə bölünür:

Titrəyişli, azad gedişli (diyircəkli və yumruqlu) və yüksək sürtünməli (yumruqlu, sonsuz vintli, friksion muftalı və hidravlik).

Diferensialda sinematik əlaqə

Diferensiala 2 sərbəstlik dərəcəsi olan 3 bəndli plantor mexanizm kimi baxmaq olar. 3 bənd dedikdə gəzdirci satelmit və yarım oxun diferensial...nəzərdə tutulur. Şək.5.1-də sabit nisbətli simmetrik və qeyri simmetrik diferensialın sxemi verilirdir.



Şəkil 5.1

Diferensialın kinematik əlaqə təkliyini çıxarmaq üçün planetar mexanizmi gəzdircisinin dayandırılması üsulundan istifadə edirik. Onda mexanizmin daxili ötürmə ədədi belə tapılır.

$$U_g = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\omega_1 - \omega_g}{\omega_2 - \omega_g}$$

Z_1, Z_2 -yarım ox çarxının dişinin sayı $\omega_1, \omega_2, \omega_g$ -yarım oxun və diferensialın gövdəsini < sürətli.

Satellitə təsir edən çevrəvi qüvvə:

$$P_c = M_{kmax} U_{sq1} U_{b.ö} / r_1 n_c$$

r_1 -qüvvənin tətbiqi radiusudur

n_c -satellitənin sayı

Diferensial xaçların əzilmə gərginliyi, $\sigma_{sm} = P_s / dl_1$

Diferensial xaçların kəsilmə gərginliyi, $\sigma_{kəs} = 4P_5 / \pi d^2$

Bölgü çevrəsinin diametrinin dizel sayını olan nisbəti $=m$.