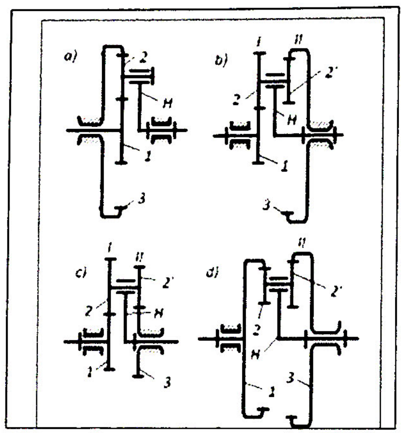
MİKROELEKTRON ELEMENT VƏ QURĞULAR
МИКРОЭЛЕКТРОННЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА

V.M.Fətəliyev (Azərbaycan Texniki Universiteti)

PLANETAR REDUKTORUN İNNOVATİV MODELİ

Satellitli mexanizmlərdən sadə planetar mexanizmlər almaq üçün onların adətən 3 mərkəzi çarxı bərkidilir (şək.1).



Şək.1. Sadə planetar mexanizmlərin sxemləri

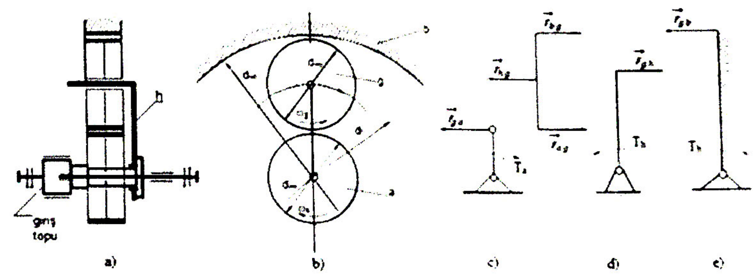
Şəkil 1-dən aşkar göründüyü kimi *c* və *d* sxemlərindəki mexanizmlərdə *H* gəzdiricisi giriş bəndidirsə, dişlərin sayını seçməklə çox böyük ötürmə nisbəti almaq mümkündür. Lakin bu halda faydalı iş əmsalı çox kiçik (1% -dən də az) olduğundan, onlardan güc ötürmələrində istifadə edilmir. Kiçik güclü ötürmələrdə $u_{H1}=30\div100$ almaq üçün həmin mexanizmlər tətbiq edilə bilər.

a və *b* sxemli sadə planetar mexanizmlərin faydalı iş əmsalları kifayət qədər yüksəkdir (96÷98%) və onlardan güc ötürmələrində $u_{1H} = 3\div8$ (birsıralı a sxemi) və $u_{1H} = 1,1\div10$ (ikisıralı b sxemi) ötürmə nisbəti yaratmaq məqsədi ilə geniş istifadə olunur. Yuxarıda qeyd olunduğu kimi bu mexanizmlərdə güc bir neçə satellit üzrə, paralel axınla ötürüldüyündən, onların qabarit ölçüləri sıravi dişli reduktorlarla müqayisədə xeyli kiçik alınır. Son zamanlar sənayedə bir gövdədə yerləşdirilmiş elektrik motoru və sadə planetar mexanizmdən ibarət motor-reduktorlar da istehsal edilir. Motor-reduktorda 1 çarxı elektrik motorunun rotoruna, gəzdirici isə qurğunun xaricinə çıxarılmış aparan valına bərkidilir [1,2,3].

Motor-reduktorların tətbiqi yüksək sürətli elektrik mühərriklərindən istifadə etməyə imkan yaradır. Lakin konstruksiyanın mənfi cəhəti 1 çarxının giriş vali üzərində və aparıcı

H bəndinin mərkəzi val uzərində konsol yerləşməsidir ki, motor vasitəsilə ötürülən burucu moment giriş valında, aparıcı bənd isə əsas mərkəzi çıxış valında burulma deformasiyası və rəqslər yaradir ki, bu da uzunömürlüyə və konstruksiyanın sərtliyinin artırılmasına və ilişmənin səlitliyinə mənfi təsir göstərməklə f.i.ə.-ni aşağı salır [1,2,4,5,6] .

a mərkəzi dişli çarxı aparıcının bazalaşdığı oxa mütəhərrik oturduğundan, innovativ qurğuda hərəkət qayış və ya mufta vasitəsilə yerinə yetirildiyindən, a mərkəzi dişli çarxı giriş topu üzərində yerləşmişdir (şək.2). Topun bir tərəfi gövdəyə yastıq vasitəsilə bazalaşır digər ucu isə aparıcının (*h*) gövdəsinə bazalaşır.



Şək.2. İnnovativ qurğunun strukturu

Aparıcı oturan mərkəzi ox bir tərəfdən topun mərkəzinə aidiyyatı olan yastıq vasitəsilə bazalaşır. Bir sözlə giriş topu mərkəzi oxa mütəhərrik yerləşir. Top vasitəsilə hərəkəti digər intiqaldan alaraq oxda heç bir moment yaratmadan mərkəzi çarx (a) hərəkəti satellitə ötürür (g). Val yalnız top üzərində mərkəzləşir. Top xarici diametri ilə gövdəyə bazalaşır. Ənənəvi A_{ha}^{b} ötürməsindən fərqli olaraq mərkəzi çarx oturan giriş valı konsol deyil, rəqslərə, burulma deformasiyasına məruz qalmır [3,5]. Ona görə də yeni innovativ ötürmənin riyazi modelini tətbiq edək. Təklif edilən planetar reduktorda top mərkəzi dişli çarxın (a) giriş valı əvəzinə mərkəzi oxa və aparıcı bəndə diyirlənmə yastıqları ilə bazalaşır və aşağıdakı nəticələri verir:

- konstruksiyanın qabarit ölçüləri kiçilir;
- mərkəzi çarx oturan topun və aparıcı bəndin oturduğu valın sərtliyi azalır (C_1C_3) ;
- sistemin məxsusi rəqs tezliyinin azalmasına gətirib çıxarır (sistem rezonans rejimindən kənarda işləyir; (7 b) tənliyinə bax);
- mexanizmin uzunömürlüyü artır, f.i.ə. yüksəlir.

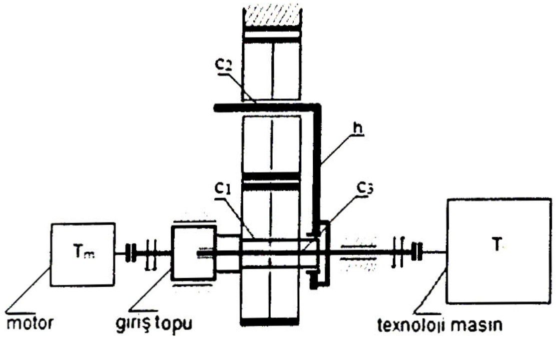
İndi isə elastik bəndli dişli mexanizmlərin dinamik analizinə baxaq. Tutaq ki, elektrik motorunun rotoru dişli mexanizm vasitəsilə texnoloji maşının icraedici orqanına birləşdirilib (şək.3). Mühərrikin rotorunun ətalət momenti J_m, qüvvə momenti T_m, icraedici orqanın ətalət momenti J_i, qüvvə momenti T_i-dir (dişli çarxların və 2 valının kütləsi nəzərə alınmır) [1,2,7,8].

1 çarxı ilə mühərrikin rotorunun, 2 çarxının aparıcı bəndi ilə icraedici orqanın birləşməsi elastikdir və onların sərtlik əmsalları c_1, c_2 və c_3-dür. Bəndlər sərt birləşməsi elastikdir və onların sərtlik əmsalları c_1, c_2 və c_3-dür. Bəndlər sərt birləşmə

koordinatlarının sayı $H = W + 3 = 4$. İnnovativ qurğunun motorunu, mərkəzi çarxını, aparıcı bəndi ilə icraedici orqanın dönmə bucaqlarını (φ_m, φ_a, φ_h və φ_i) ümümiləşdirilmiş koordinat qəbul edək. Onda qəbul edilmiş dinamik sistem üçün tənlik aşağıdakı kimi yazılar:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \omega_m}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_m} = T_m \ ; \qquad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \omega_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_i} = T_i \ ;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \omega_a}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_a} = T_1 \ ; \qquad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \omega_h}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_h} = T_3 \ .$$



Şək.3. Elektrik motorunun rotorunun texnoloji maşının icraedici orqanına birləşmə sxemi

1), 2), 3) bəndlərinə xarici qüvvə tətbiq edilmədiyindən, $T_1 = T_3 = 0$. Laqranj tənliyinə uyğun olaraq alarıq:

$$L = E - V = \frac{1}{2}J_m\omega_m^2 + \frac{1}{2}J_i\omega_i^2 - \frac{1}{2}c_1(\varphi_m - \varphi_a)^2 - \frac{1}{2}c_2(\varphi_a - \varphi_g)^2 - \frac{1}{2}c_3(\varphi_h - \varphi_i)^2 \ . \quad (1)$$

(1)-ə daxil olan φ_g bucağı uyğun olaraq φ_a və φ_h-dən asılıdır. Belə ki,

$$\frac{d\varphi_a}{d\varphi_h} = u_{ah} \ ; \qquad \frac{d\varphi_g}{d\varphi_h} = u_{gh} \ . \quad (2)$$

Burada u_{ah} və u_{gh} dişli ilişmələrin ötürmə nisbətidir. Dişli ilişmələr üçün adətən ötürmə nisbəti sabitdir. Ona görə (2)-dən də aşağıdakını yazmaq mümkündür.

$$\frac{\varphi_a}{\varphi_h} = u_{ah} \ ; \qquad \frac{\varphi_g}{\varphi_h} = u_{gh} \ . \quad (3)$$

(2) və (3)-ü nəzərə almaqla (1) –i yuxarıdakı diferensial ifadələrdə yazsaq,

aşağıdakı ifadəni alarıq:

$$J_m\frac{d\omega_m}{dt} - c_1(\varphi_m - \varphi_a) = T_m \ ;$$

$$-c_1(\varphi_m - \varphi_a) + c_2(\varphi_h u_{ah} - \varphi_h u_{gh}) \cdot u_{ah} \ ; \quad (4)$$

$$-c_2\big(\varphi_h u_{ah} - \varphi_h \cdot u_{gh}\big)u_{gh} + c_3(\varphi_h - \varphi_i) = 0 \ ;$$

$$J_m\frac{d\omega_h}{dt} - c_3(\varphi_h - \varphi_i) = T_i \ .$$

(4) sisteminin ikinci və üçüncü tənliklərindən φ_a və φ_h tapıb, birinci və dördüncü tənliklərdə nəzərə alsaq, baxılan maşın aqreqatının hərəkətinin diferensial tənliklər sistemi alınar.

İndi isə bir xüsusi hala baxaq. Tutaq ki, mühərrikin yarada biləcəyi güc böyükdür və bu halda $\omega_m = const$ götürmək olar. Onda $\varphi_m = \omega_m t$ və (5)-in tənlikləri bir-birindən ayrı həll edilə bilər: ikinci tənlikdən φ_i və məlum φ_m və φ_i-yə görə birinci tənlikdən mühərrikin yaratmalı olduğu qüvvə momenti T_m və T_i təyin edilir.

$$J_m\frac{d\omega_m}{dt} + \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot u^2{}_{ah}}{c_1 \cdot c_3 + c_1 \cdot c_2 \cdot u_{gh} + c_2 \cdot c_3 \cdot u_{ah}}\left(\varphi_m - \varphi_{gh} \cdot \varphi_i\right) = T_m;$$

$$J_i\frac{d\omega_i}{dt} + \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot u_{ah} \cdot u_{gh}}{c_1 \cdot c_3 + c_1 \cdot c_2 \cdot \omega^2{}_{gh} + c_2 \cdot c_3 \cdot \omega^2{}_{ah}}\left(\varphi_m - \varphi_{gh} \cdot \varphi_i\right) = T_i \ . \quad (5)$$

(5)-in ikinci tənliyində φ_{gh}-ı mötərizə xaricinə çıxarıb hər tərəfini J_i-yə bölsək və əvəzləmə aparsaq alarıq:

$$\frac{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot u^2{}_{gh}}{c_1 \cdot c_3 + c_1 \cdot c_2 \cdot \omega^2{}_{gh} + c_2 \cdot c_3 \cdot \omega^2{}_{ah}} = C_g; \quad (6)$$

$$\frac{C}{J_i} = k^2 \ ; \quad \frac{\varphi_m}{\varphi_{gh}} - \varphi_i = \varphi \ .$$

Burada C_g – sistemin gətirilmiş sərtlik əmsalıdır. $\frac{d^2\varphi_m}{dt^2} = 0$ olduğundan, $\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ alınar. Bunların əsasında aşağıdakı tənliyi alarıq:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2\varphi = -\frac{T_i}{J_i} \quad (7)$$

Burada k–sistemin məxsusi rəqslər tezliyidir. Əgər özlü sürtünmə də nəzərə alınarsa, onun yaratdığı və nisbi sürətlə düz mütənasib olan moment aşağıdakı kimi olar:

$$T_s = -\beta\frac{d\varphi}{dt} \ ;$$

$$\frac{T_s}{J_i} = -\frac{\beta}{J_i} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \ .$$

$\frac{\beta}{J_i} = 2n$ ilə işarə etsək alarıq:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + 2n\frac{d\varphi}{dt} + k^2\varphi = f(t). \tag{8}$$

Qəbul edək ki, T_i momenti zamanın funksiyasıdır. Onda $-\frac{T_i}{J_i} = f(t)$ əvəzləməsi aparıb (8) ifadəsini aşağıdakı kimi yazmaq mümkündür:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + 2n\frac{d\varphi}{dt} + k^2\varphi = f(t)\ . \tag{9}$$

(9)-un sağ tərəfi (qeyri-bircins) sabit əmsallı ikitərtibli xətti diferensial tənlikdir. Məlumdur ki, onun həlli iki həllin cəminə bərabərdir:

$$\varphi = \varphi_{üm} + \varphi_{xüs}\ . \tag{10}$$

$\varphi_{üm}$ – (9) tipli (bircins) tənliyin ümumi həlli, $\varphi_{xüs}$ – (9)-un hər hansı bir xüsusi həllidir.

$$\varphi_{цм} = Ae^{-st} \tag{11}$$

qəbul edərək onu

$$\frac{d^2\varphi_{цм}}{dt^2} + 2n\frac{d\varphi_{цм}}{dt} + k^2\varphi_{цм} = 0$$

tənliyində yazıb Ae^{-st}-yə ixtisar aparsaq,

$$s^2 + 2n + k^2 = 0 \tag{12}$$

alınar. (12) (9) tənliyinin xarakteristik tənliyi adlanır və onun həlli

$$s_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2} \tag{13}$$

kimidir.

Burada iki hal ola bilər [1].

1. Ən çox $n^2 < k^2$ halına rast gəlinir ki, onda $k^2 - n^2 = q_1^2$ ilə işarə etsək, $s_{1,2} = -n \pm iq_1$ götürmək olar. Burada i-xəyalı vahiddir. $s_{1,2}$–nin qiymətini (11)-də yazıb müəyyən çevirmələr apardıqdan sonra alarıq:

$$\varphi_{цм} = A_1e^{(-n+iq_1)t} + A_2e^{(-n+iq_1)t} = e^{-nt}(A\cos qt + B\sin q_1t)\,. \tag{14}$$

(14) sönən məxsusu rəqsi hərəkətin tənliyidir.

Baxılan hal üçün (9)-un xüsusi həlli aşağıdakı kimi qəbul edilə bilər:

$$\varphi_{xyc} = \frac{e^{-nt}}{2q_1}\Big(-\cos(q_1t)\int f(t)e^{nt}\sin(q_1t)dt + \\ + \sin(q_1t)\int f(t)e^{nt}\cos(q_1t)dt\Big)\ . \tag{15}$$

2. $n^2 > k^2$ olarsa, onda həqiqi ədədi $n^2 - k^2 = q_2^2$ ilə işarə etsək, $s_{1,2} = -n \pm q_2$ olduğunu alarıq. $s_{1,2}$–nin qiymətləri (11)-də nəzərə alsaq alarıq:

$$\varphi_{цм} = e^{-nt}(Ae^{q_2t} + Be^{-q_2t})\ . \tag{16}$$

(16) sönən məxsusu monoton hərəkətin tənliyidir. 2-ci halda (9)-un xüsusi həlli aşağıdakı kimi götürülməlidir:

$$\varphi_{xyc} = \frac{e^{-nt}}{2q_2}\Big(e^{q_2t}\int f(t)e^{(n-q_2)t}dt - e^{-q_2t}\int f(t)e^{(n+q_2)t}dt\Big)\,. \tag{17}$$

Qəbul edilsə ki T_i momenti kosinus qanunu ilə dövrü dəyişəndir, onda

$$T_i = -T_0 \cdot \cos pt\ ;$$

$$f(t) = -\frac{T_i}{J_i} = -\frac{T_0}{J_i}\cos pt = h\cos pt \tag{18}$$

götürmək mümkündür. p–momentin dəyişmə tezliyidir. Qeyd edilməlidir ki, p herslə ölçülən dövrü tezlikdən fərqlənir. (18) (9)-da nəzərə alınsa, alarıq:

$$\frac{d^2\varphi}{dt} + 2n\frac{d\varphi}{dt} + k^2\varphi = h\cos pt\ \ . \tag{19}$$

(19)-un ümumi həlli n və k-nın nisbətinə görə ya (14) və ya (16) kimi götürülməlidir. (19)-un xüsusi həllini almaq üçün (15) və (17)-də $f(t)=\cos pt$ yazılmalıdır. Amma (19)-un xüsusi həllinin alınmasının ən sadə yolu

$$\varphi_{xüs} = D\cos(pt + \delta) \tag{20}$$

qəbul edib (19)-da yazmaq və D ilə δ üçün elə qiymətlər seçməkdir ki, onlar tənliyi eyniliyə çevirsin. (20)-ni (19)-da nəzərə alsaq, alarıq:

$$-Dp^2\cos(pt+\delta) - 2Dnp\sin(pt+\delta) + \\ + Dk^2\cos(pt+\delta) = h\cos pt\ . \tag{21}$$

(21)-in eyniliyə çevrilməsi üçün D və δ

$$-D\big((p^2-k^2)\cos\delta + 2np\sin\delta\big) = h;$$
$$D\big((p^2-k^2)\sin\delta - 2np\cos\delta\big) = 0$$

tənliklərini ödəməlidir. Onu D-yə və δ-ya görə həll edib (20)-də yazsaq, alarıq

$$\varphi_{xyc} = -\frac{h}{\sqrt{(p^2-k^2)+4n^2p^2}}\cos(pt+\delta); \\ tg\delta = \frac{2np}{p^2-k^2}\,. \tag{22}$$

(22) məcburi rəqsi hərəkətin tənliyidir. Faza bucağı adlanan δ məcburi rəqsin dövrü dəyişən qüvvəni qabaqlama bucağını göstərir. (14), (16) və (22)-ü (10)-da yerinə yazsaq, baxılan iki halda (19) diferensial tənliyinin tam həlli alınar. $n^2 < k^2$ halı üçün

$$\varphi = e^{-nt}(A\cos q_1t + B\sin q_1t) - \\ -\frac{h}{\sqrt{(p^2-k^2)^2 + 4n^2p^2}}\cos(\omega\cdot t + \delta); \tag{23}$$

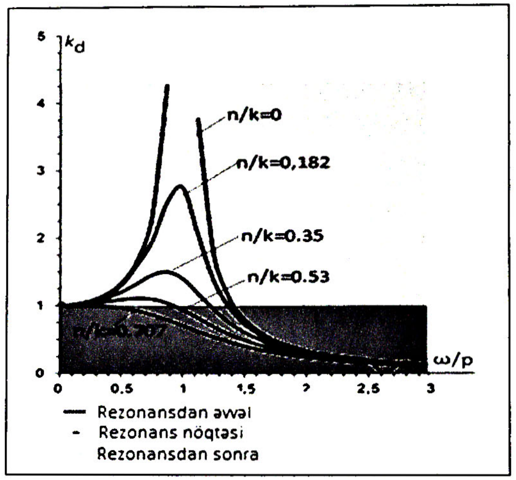
$n^2 > k^2$ halı üçün

$$\varphi = e^{-nt}\left(Ae^{q_2 t} + Be^{-q_2 t}\right) - \frac{h}{\sqrt{(p^2-k^2)^2+4n^2p^2}}\cos(p\cdot t+\delta) \quad (24)$$

Alınmış ifadələrin birinci hədləri sistemin məxsusi (özünün) başlanğıc şərtlərindən yaranan hərəkəti (rəqsləri), ikinci hədləri isə məcburi rəqsləri təsvir edir. Zaman keçdikcə e^{-nt} sıfra yaxınlaşdığından, məxsusi rəqslər sönür, məcburi rəqslər isə davam edir. Məcburi rəqslərin amplitudunu D ilə işarələsək, alarıq:

$$D = \frac{h}{\sqrt{(p^2-k^2)^2+4n^2p^2}} = \frac{h}{k^2\sqrt{\left(\frac{p^2}{k^2}-1\right)^2+\frac{4n^2p^2}{k^2}}}. \quad (25)$$

Şəkil 4-də n/k-nın bir neçə qiyməti üçün k_{din}-in p/k nisbətindən asılılıq diaqramları verilmişdir [1,2,6].



Şək.4. k_{din}-in p/k nisbətindən asılılıq diaqramları

(18)-ə və n^2-nın qiymətinə əsasən demək mümkündür ki, aşağıdakı ifadə

$$\frac{h}{k^2} = \frac{T_0}{J_i k^2} = \frac{T_0}{J_i c_g / J_i} = \frac{T_0}{c_g}$$

sistemin T_0 momentinin təsiri ilə məruz qaldığı statik deformasiyanı göstərir. Məcburi rəqslər amplitudunun statik deformasiyaya nisbəti dinamiklik əmsalı adlanır:

$$k_d = \frac{D}{h/k^2} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{p^2}{k^2}-1\right)^2+\frac{4n^2p^2}{k^4}}} \quad (26)$$

Şəkildən göründüyü kimi n= 0 halında $p/k = 1$ olduqda dinamiklik əmsalı sonsuzluğa çatır. Həmin nöqtə rezanans nöqtəsi adlanır, n-nin qiyməti k_{din} maksimumu sürüşür və $n/k = 0{,}707$-ə çatdıqda o, $p/k = 0$ nöqtəsinə çatır. Yəni $n/k \leq 0.707$ qiymətlərində $k_{din} < 1$.

$p/k < 1$ nöqtələri resonansa qədər, $p/k > 1$ nöqtələri isə resonansdan sonrakı hallardır. Diaqramdan göründüyü kimi resonansdan sonrakı halda məcburi rəqslərin tezliyi ω artdıqca, dinamiklik əmsalı sıfra yaxınlaşır.

Ədəbiyyat siyahısı

1. Kəngərli A.M. Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi. Bakı, "Turxan" NPB, 2021. - 688 s.
2. Kərimov Z.H. Maşın hissələri və yükqaldırıcı-nəqledici maşınlar. Bakı, "Maarif", 2002. – 376 s.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
4. V.M.Fətəliyev. Dişli çarx ötürmələri, onların dinamikası və sınaq stendləri. Ali texniki məktəblər üçün dərs vəsaiti. Bakı, Maarif, 2004. – 45s.
5. Kerımov Z.H., Fatalıyev V.M. Dynamıcs of planetary reductor. Transactıons of Academy of scıences of Azerbaıjan, №4, 2000.
6. H.B.Qədirov. Nəzəri mexanika. Dərslik. Bakı Dövlət Universiteti nəşriyyatı, 1990. - 344s.
7. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис Г.К. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. - 2005.
8. Тимашенко С.П. Колебания в инженерном деле. Москва. Машиностроение, 1985. - 472с.

В.М.Фаталиев

Инновативная модель планетарного редуктора

Резюме

Показано, что в основе новых инновационных планетарных редукторов лежит главная центральная ось центрального колеса и приводной вал, проведен динамический анализ интегала редуктора как зубчатого механизма с упругой точкой. Установлено семейство кривых между динамическим коэффициентом K_d и угловой частотой ω/p, работа системы графически показана в резонансном и нерезонансном зонах.

V.M.Fataliyev

Innovative planetary gear model

Abstract

It is shown that the basis of new innovative planetary gearboxes is the main central axis of the central wheel and the drive shaft, a dynamic analysis of the integral of the gearbox as a gear mechanism with an elastic point is carried out. A family of curves between the dynamic coefficient K_d and the angular frequency ω/p has been established, the operation of the system is graphically shown in the resonant and non-resonant zones.