

АЗЕРБАЙДЖАНСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

*На правах рукописи*

ХАЛИЛОВ ИСА АЛИ ОĞLU

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ВЫБОРА  
МУФТ С УЧЕТОМ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА  
ПРИВОДОВ МАШИН

3313.02 – «Машины, оборудование и процессы»

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**

диссертации на соискание ученой  
степени доктора технических наук

Б А К У – 2013

AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNIVERSİTETİ

*Əlyazma hüququnda*

İSA ƏLİ OĞLU XƏLİLOV

MAŞIN İNTİQALLARININ SİSTEMLİ ANALİZİ  
İLƏ MUFTALARIN SEÇİLMƏSİNİN NƏZƏRİ  
ƏSASLARININ İŞLƏNMƏSİ

3313.02 - «Maşınlar, avadanlıqlar və proseslər»

Texnika üzrə elmlər doktoru elmi dərəcəsi  
almaq üçün təqdim olunmuş dissertasiyanın

**A V T O R E F E R A T I**

BAKİ – 2013

Ali Attestasiya Komissiyası  
Daxil olma № 021.01/08  
"25" 04 2013 il

Dissertasiya işi Azərbaycan Texniki Universitetində yerinə yetirilmişdir.

**Elmi məsləhətçi:** texnika elmlər doktoru,  
prof. **A. H. Abdullayev**

**Rəsmi opponətlər:** texnika elmlər doktoru,  
prof. **N.A. Nəşibov**

texnika elmlər doktoru,  
prof. **Ə.X. Cənəhmədov**

texnika elmlər doktoru,  
prof. **A.R. Şərifov**

**Aparıcı müəssisə:** Azərbaycan Respublikası Dövlət Neft Şirkətinin  
“Neftqazəlmətdəqiqatlayihə” İnstitutu

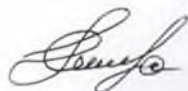
Müdafiə “ 03 “ aprel 2013-cü ildə saat 11.00 -da Azərbaycan Texniki Universitetinin nəzdində B/D.02.171 Dissertasiya Şurasının iclasında keçiriləcəkdir.

Ünvan: AZ1073, Bakı ş., H. Cavid prospekti, 25

Dissertasiya ilə Azərbaycan Texniki Universitetinin kitabxanasında tanış olmaq olar.

Avtoreferat “ 27 “ fevral 2013-cü ildə göndərilmişdir.

B/D.02.171 Dissertasiya Şurasının  
elmi katibi, t.ü.f.d., dosent



S.K. Gözalov

## İŞİN ÜMUMİ XARAKTERİSTİKASI

**İşin aktualığı.** Maşın və mexanizmlərin keyfiyyətinin yüksəldilməsi ilk növbədə iş prosesində yaranan dinamik qüvvələrin və zərərli rəqslərin azaldılması ilə əlaqədardır. Müxtəlif sənaye sahələrinin inkişafı maşın və mexanizmlərin sürətinin, gücünün və məhsuldarlığının artırılmasını tələb edir. Bütün bunlar maşının intiqalında yaranan dinamik proseslərə daha çox diqqət ayrılmasını şərtləndirir. İlk maşınların yaradılması tarixindən başlayaraq maşın intiqalının dinamik xüsusiyyətləri əsas etibarilə muftaların köməyi ilə yaxşılaşdırılmışdır. Hər yeni nəsil maşınlar meydana gəldikdə yeni muftalar ixtira edilmişdir. Hal-hazırda yüzlərlə müxtəlif mufta konstruksiyaları mövcuddur. Son 40-50 ildə maşın detalları və düyümləri üzrə patent və ixtiraların böyük bir qismi muftalara aiddir. Bu gün mexaniki, elektrik, maqnetik, hidravlik, pnevmatik və bunların müxtəlif növ sintezi əsasında hazırlanmış mufta konstruksiyaları mövcuddur. Lakin belə çoxlu sayda mufta konstruksiyalarının olmasına və muftalarla bağlı çoxlu sayda tədqiqatların aparılmasına baxmayaraq hələ də onların tam mənalı təsnifatı aparılmamış və muftaların seçilməsinin nəzəri əsasları işlənməmişdir. Buna görə də dünyanın aparıcı şirkətləri, xüsusən də nəhəng avtomobil konsernləri, ildən-ilə muftalar üzərində tədqiqatlarını daha da artırır. Çünki maşınların rahat, titrəyişsiz, etibarlı və yüksək məhsuldarlıqlı işi ilk növbədə mufta konstruksiyalarının düzgün seçilməsindən asılıdır. Muftaların seçilməsi üçün müxtəlif ədəbiyyatlarda informasiyaların ziddiyyətli xarakteri çox vaxt maşınları layihələndirən və muftaların konstruksiyası, hazırlanması, istismarı ilə məşğul olan konstruktorları çətin vəziyyətdə qoyur.

Hal-hazırda muftanın seçilməsi zamanı adətən giriş parametri kimi burucu moment əsas götürülür. Burucu moment maşının hərəkətverici və işçi orqanlarının yüklənmə xarakteri, eləcə də fırlanan detalların ətalət momentləri ilə əlaqədardır. Qəbul olunmuş layihə hesabatlarında maksimal burucu momenti nominal momentin  $k$  rejim əmsalına hasili şəklində təyin edirlər. Müxtəlif ölkələrin müəllifləri və firmaları  $k$  rejim əmsalının təyin edilməsi üçün fərqli üsullar təklif edirlər. Lakin bu günədək hamılıqla qəbul ediləcək vahid metodika işlənilməmişdir. Odur ki, maşın intiqalının layihələndirilməsi zamanı sistemdə yaranan rəqslərin, fırlanan detalların kütlə ətalət momentlərinin, işçi orqanının müqavimət momentinin, intiqal zəncirindəki elementlərin sərtlik və dempferləmə xüsusiyyətlərinin nəzərə alınması

ilə muftanın seçilməsinin nəzəri əsaslarının işlənməsi və ya muftanın axtarıla konstruksiya olunması ilə bağlı tövsiyələrin hazırlanması maşınqayırmanın aktual məsələlərindən biridir. Bir-biri ilə korrelyasiya əlaqəsində olan çoxlu sayda faktorlardan asılı məsələnin həlli mürəkkəb olmaqla yanaşı, yeni maşınların yaradılması zamanı həll olunması vacib olan əsas problemlərdən biridir.

**İşin məqsədi.** Maşın intiqalının sistemli analizi əsasında maşınların hərəkətverici və işçi orqanlarının işi ilə əlaqəli yaranan dinamiki qüvvələrin, intiqal sistemindəki məcburi rəqslər tezliyinin, fırlanan detalların kütlə ətalət momentlərinin, intiqal zəncirindəki elementlərin sərtlik və dempferləmə xüsusiyyətlərinin, valların quraşdırılma xətləri səbəbindən muftaya təsir edən əlavə eninə qüvvələrin və əyici momentlərin, intiqal sistemindəki ara boşluqlarının və muftanın dempferlənməsi nəticəsində yaranan temperatur fərqlərinin nəzərə alınması ilə intiqal muftalarının seçilməsinin nəzəri əsaslarının işlənməsidir.

**Tədqiqatın əsas məsələləri.** Dissertasiya işində qarşıya qoyulmuş məqsədə nail olmaq üçün aşağıdakı məsələlərə baxılır:

- Maşınların intiqallarında yaranan rəqsi hərəkətlərin analizi;
- İntiqal muftalarına təsir edən əlavə reaksiya qüvvələrinin qiymətləndirilməsi üçün hesabat sxemlərinin qurulması;
- Valların quraşdırılma xətlərindən kompensəedici və elastiki rezin elementli muftalara təsir edən əlavə reaksiya qüvvələrinin qiymətləndirilməsi;
- Muftalardakı ara boşluqlarının intiqalın dinamiki xüsusiyyətlərinə təsirini qiymətləndirmək üçün riyazi modelin qurulması;
- İntiqal sistemi elementlərinin sərtliyinin və dempferləmə qabiliyyətinin muftanın ötürdüüyü maksimal burucu momentə təsirinin araşdırılması;
- Mexaniki sistemin məcburi rəqslər tezliyinin intiqal muftasının burulma sərtliyinə təsirinin qiymətləndirilməsi;
- Simulyasiya modelləri əsasında ara boşluqlu və həndəsi qapalı muftaların konstruktiv və fiziki-mexaniki xüsusiyyətlərinin intiqalın dinamikasına təsirinin araşdırılması;
- Dempferləmə nəticəsində muftanın elastiki elementinin temperaturuna təsir edən amillərin tədqiqi;
- Muftaların dinamiki xüsusiyyətlərə görə təsnifatının aparılması;
- Maşın intiqalının dayanıqlı işləməsinə təsir edən amillərin tədqiqi, muftaların konstruksiya edilməsi və intiqal zəncirində optimal yerləş-

dirilməsi üçün tövsiyələrin hazırlanması;

- Mexaniki intiqal muftalarının seçilməsinə sistemli yanaşmanın nəzəri əsaslarının işlənməsi və müvafiq alqoritmin tərtib edilməsi.

**Tədqiqat üsulu.** Mufta konstruksiyalarının maşının intiqalının dinamiki xüsusiyyətlərinə təsirinin araşdırılması üçün hərəkətin diferensial tənliklərindən istifadə edilmişdir. Valların yerləşmə xətlərindən intiqal muftalarına düşən əlavə reaksiya qüvvələrinin qiymətləndirilməsi üçün hesabat sxemləri vektor tənliklərinə gətirilmişdir. Maşın intiqalının dinamiki xüsusiyyətlərinin analizi üçün Matlab programının köməyi ilə simulyasiya üsulları tətbiq edilmişdir. Alınan nəticələrin kompüterdə ədədi təhlili aparılmışdır.

**Alınmış nəticələrin mötəbərliyi.** Dissertasiya işində alınmış nəticələrin mötəbərliyi maşın intiqalının bütün düyümlərinin sərtlik və dempferləmə xüsusiyyətlərinin nəzərə alınması ilə analitik həllin tapılmasına, bu tip məsələlərin həllində tətbiq olunan riyazi modeləşdirmə üsullarına, simulyasiya modellərinin tətbiqinə, qoyulmuş məsələlərin korrekt olmasına, kifayət qədər dəqiqliyə malik riyazi üsullardan istifadə edilməsinə, informasiya texnologiyalarının tətbiqinə, alınmış nəticələrin bir-biri ilə uzlaşmasına, bəzi parametrlər üçün alınmış nəzəri nəticələrin təcrübi nəticələrlə ilə üst-üstə düşməsinə əsaslanır.

**Elmi yeniliklər.** İşdə əldə olunan elmi yeniliklər:

- İntiqalın sistemli analizi əsasında onun dinamiki modeli yaradılmış, muftaların seçilməsi üçün metodologiya işlənməmiş və ümumiləşdirilmiş alqoritm tərtib edilmişdir.
- İntiqal sistemi elementlərinin kinematik ara boşluqlarını, radial əsnəkliyini və valların quraşdırılma xətlərini nəzərə almaqla muftaya təsir edən əlavə qüvvələr nəzəri tədqiq olunmuşdur;
- Dişli və elastiki torşəkilli muftanın misalında valların qeyri-tuşoxluluqları səbəbindən yaranan əlavə qüvvələrin maşın intiqalının dinamikasına təsiri tədqiq edilmişdir;
- Muftalardakı ara boşluğunun intiqalın dinamikasına təsirini qiymətləndirmək üçün riyazi model qurulmuşdur;
- İntiqal elementlərinin burulma sərtliklərini və dempferləmə qabiliyyətini nəzərə almaqla muftaya düşən maksimal yük nəzəri olaraq təyin edilmiş və klassik modeldən alınan nəticələrlə müqayisə edilmişdir;

- Elastiki oymaqlı-barmaqlı muftanın misalında mexaniki sistemin məcburi rəqslər tezliyinin muftanın burulma sərtliyinə təsiri nəzəri olaraq araşdırılmışdır;
- İntiqal sisteminin konstruktiv və dinamiki xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla onun dinamiki modeli yaradılmışdır. Hərəkət tənlikləri analitik həll olunmayan intiqal sistemləri Matlab Programının köməyi ilə simulyasiya edilmiş və dinamiki analiz olunmuşdur;
- Sistemin həyəcanlandırıcı rəqslər tezliyinin və muftanın dempferləmə qabiliyyətinin onun elastiki elementinin işçi temperaturuna təsiri nəzəri tədqiq edilmiş və ədədi eksperimentlə qiymətləndirilmişdir.

**İşin təcrübi əhəmiyyəti.** İntiqal zəncirindəki valların qeyri-tuşoxluluqlarının, maşının hərəkətverici, işçi və ötürücü orqanlarında yaranan rəqslərin sistemli nəzərə alınması ilə muftaların düzgün seçilməsinin intiqalının optimal layihələndirilməsi baxımından böyük praktiki əhəmiyyəti vardır. Qurulmuş dinamiki və simulyasiya modelləri nəinki muftanın seçilməsi, eləcə də maşın intiqalının bütövlükdə və ayrı-ayrı elementlərinin layihələndirilməsi üçün əsas rol oynaya bilər. Bu modellərin əsasında daha mürəkkəb mexaniki sistemləri modelləşdirmək və onların dinamiki analizini aparmaq mümkündür. Maşın intiqalının optimal layihələndirilməsi üçün tövsiyələrin işlənilməsi layihə, istehsal və istismar işləri ilə məşğul olan mühəndis-konstruktorlar üçün xüsusi əhəmiyyətə malikdir.

**İşin aprobeasiyası.** Dissertasiya işinin əsas müddələri Azərbaycan Texniki Universitetinin «Maşın detalları və yükqaldırma-nəqliyyat maşınları» kafedrasının elmi seminarlarında, Almaniya Federativ Respublikası Karlsruhe Universitetinin «Maşınların konstruksiya edilməsi» institutunun elmi seminarlarında (1998, 2003, 2006, 2009), Orta Doğu Türk Universitetində keçirilən «7-ci Beynəlxalq Maşınların Layihələndirilməsi və İstehsalı Konqresi»ndə (1996) və «14-cü Beynəlxalq Maşın Nəzəriyyəsi Simpoziumu»nda (2009), İsparta Süleyman Demirel Universitetində keçirilən «Balkan, Kafkaz və Türk Dövlətləri Beynəlxalq Mühəndislik Memarlıq Simpoziumu»nda (2009), İzmir Texnologiya Universitetində keçirilən «Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi üzrə Beynəlxalq Simpoziumda (2010) məruzə edilmişdir.

**Nəticələrin tətbiqi.** Dissertasiya işinin nəticələri AzTU-da tədris prosesində, «BAKI FƏHLƏSİ Maşınqayırma Zavodu TASC»-də və «Bakı metropoliteni»ndə tətbiq edilmişdir.

**İşlə bağlı elmi əsərlərin dərəcəsi.** Dissertasiyanın mövzusu üzrə işin əsas məzmununu əks etdirən 43 elmi əsər dərc olunmuşdur.

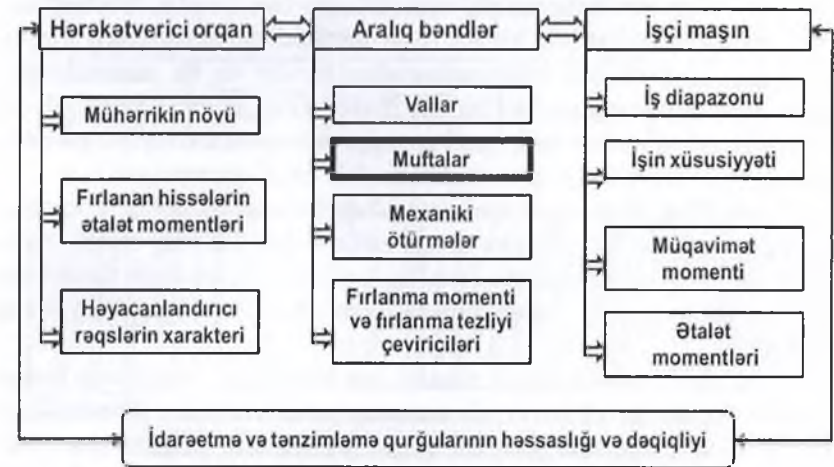
**İşin həcmi və strukturu.** Dissertasiya işi girişdən, 6 fəsildən, əsas nəticələrdən, istifadə edilmiş ədəbiyyat siyahısından və əlavələrdən ibarətdir. İstifadə olunmuş mənbələr 245 adda ədəbiyyatı əhatə edir. İşin ümumi həcmi 97 şəkil və 4 cədvəl daxil olmaqla 350 səhifədən (71 səhifə əlavə ilə) ibarətdir.

## İŞİN QISA MƏZMUNU

**I fəsildə** məsələnin qoyuluşu təhlil edilmiş, mövcud tədqiqat işlərinin analizi aparılmışdır. Maşın intiqallarının təsnifatı aparılaraq tədqiqat obyektini olaraq fırlanma hərəkəti ötürən maşın intiqalı nəzərdən keçirilmişdir (şəkil.1). Göstərilmişdir ki, belə intiqallara çoxlu amillər təsir etməklə yanaşı, onların işinin keyfiyyəti ilk növbədə valları birləşdirən muftaların düzgün seçilməsindən asılıdır (şəkil. 2).



Şəkil. 1. Reduktorlu fırlanma intiqalının təsviri



Şəkil. 2. Maşın intiqalına təsir edən amillər

İntiqal muftalarının hesablanması və konstruksiya edilməsi məsələlərinə həsr olunmuş işlərin xülasəsi əsasında göstərilmişdir ki, mexaniki sistemin təkmilliyi ilk növbədə onun ömür uzunluğu, etibarlılığı, məhsuldarlığı və iqtisadiliyi ilə müəyyən olunur. Bu sadalanan amillər öz aralarında bir-biri ilə sıx əlaqəli olmaqla yanaşı, ümumilikdə maşın intiqalının dinamik xüsusiyyətlərindən asılıdır. Ona görə də maşınların intiqallarında yaranan zərərli rəqslərin söndürülməsi və yeni yaradılan maşının dinamik xüsusiyyətlərinin əvvəlcədən proqnoz edilə bilməsi intiqal muftalarının düzgün seçilməsi ilə sıx bağlıdır. Mufta konstruksiyalarının və onların hesabi aspektlərinin çox geniş sahədə müxtəlifliyi səbəbindən yerinə yetirilmiş işlərin icmal şəklində sistemləşdirilməsi kifayət qədər mürəkkəb məsələdir. Hətta intiqal muftalarının hamı tərəfindən qəbul olunan vahid təsnifatı da mövcud deyildir. Bütün bu deyilənlər bir daha sübut edir ki, maşın intiqalının konstruktiv və dinamik xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla muftaların seçilməsi nəzəriyyəsinin işlənməsinə, yeni muftaların axtarışla konstruksiya edilməsi üçün sistemli yanaşma əsaslarının yaradılmasına böyük ehtiyac vardır.

Bu fəsilə diqqət yetirilən əsas məsələlərdən biri də maşın və mexanizmlərin intiqallarının dinamik analizinə həsr olunmuş işlərin xülasəsinin aparılmasıdır. Bu sahədə yaxın və uzaq xaricdə yerinə yetirilmiş işlərin xülasəsindən görünür ki, müxtəlif aspektləri əhatə edən çoxsaylı tədqiqatların aparılmasına baxmayaraq, bu işlərin intiqal muftalarının seçilməsi məsələsi ilə birbaşa əlaqəsi yaradılmamışdır.

**II fəsilə** mexaniki sistemlərin intiqallarının keyfiyyət göstəricilərinə təsir edən amillərin tədqiqi məsələlərinə baxılmışdır. Göstərilmişdir ki, maşın intiqallarında zərərli rəqsi hərəkətlərin azaldılması maşın-qayırmannın əsas inkişaf istiqamətlərindən biridir və bu məqsəddə çatmaqda əsas məsələlərdən biri intiqal muftalarının düzgün seçilməsidir. Muftaların mövcud üsullarla seçilməsinin əsas çatışmazlıqları göstərilməklə, bu məsələyə sistemli yanaşma modeli təklif olunmuşdur (şək.3).

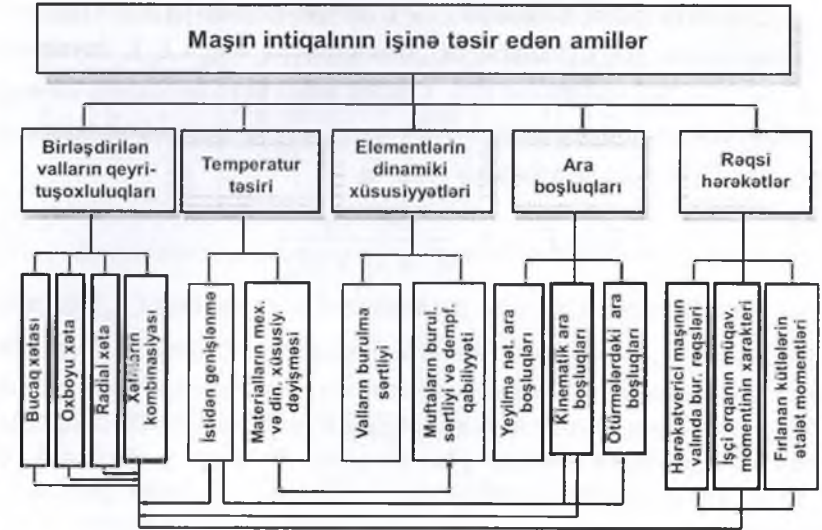
Şəkildən görüldüyü kimi intiqal muftasının seçilməsi kompleks məsələdir və çoxlu sayda faktorlardan asılıdır. Bu faktorlar təsnif olunaraq cədvəl şəklində verilmişdir (şək.4). Muftanın seçilməsinə təsiri daha çox olan faktorlar qeyd olunaraq tədqiqatların əsas obyektləri olaraq seçilmişlər.

Bu fəsilə daha sonra elastiki kompensəedici muftaların maşın intiqalının dinamik xüsusiyyətlərinə təsiri araşdırılmışdır. Ümumilikdə maşınların intiqallarında yaranan rəqsi hərəkətlərin analizi aparılmış, həm layihələndirilmə, həm də istismar mərhələlərində rəqsi hərəkət

problemləri nəzərdən keçirilmişdir. Maşın və mexanizmlərdə rəqsi hərəkəti analiz etmək üçün real mexaniki sistemlərin idealizə olunmuş dinamik modellərlə əvəz edilməsi məsələlərinə baxılmışdır.



Şək. 3. İntiqal muftalarının seçilməsinə sistemli yanaşma



Şək. 4. İntiqal muftalarının seçilməsinə təsir edən amillər

Burada həmçinin maşın dinamikasının əsas məsələləri - birbaşa problem, giriş problemləri, identifikasiya problemləri və optimallaşdırma problemləri təhlil edilərək, mufta seçiminin identifikasiya problemi, muftanın axtarışla konstruksiya edilməsinin isə optimallaşdırma problemi olduğu göstərilmişdir.

Bu fəsilə maşının hərəkətverici orqanının yaratdığı rəqslərin xarakterinin təhlilinə də geniş yer verilmişdir. Bu rəqslərin xarakterini dəqiq bilmək bir də ona görə vacibdir ki, hərəkətin diferensial tənliklərini həll edərkən bu məsələ qabarıq şəkildə önə çıxır. Bu məqsədlə maşınlarda ən çox istifadə olunan daxili yanma və elektrik mühərriklərinin yaratdığı burulma rəqsləri analiz edilmişdir. Müəyyən edilmişdir ki, əksər hallarda maşının hərəkətverici orqanının yaratdığı fırlanma momentinin zamandan asılı olaraq dəyişməsi sinus qanununa yaxın olur.

**III fəsil** intiqal muftalarına təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri və bu qüvvələrin intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsirinin araşdırılması məsələlərinə həsr olunmuşdur. Göstərilmişdir ki, muftalara təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri ilk növbədə valların quraşdırılma xətaləri ilə əlaqədardır. Valların qeyri-tuşoxluluqlarını kompensə etmə xüsusiyyətinə görə muftaların təsnifatı aparılmış və müvafiq nisbi hesablaşma sxemləri təklif edilmişdir (şək.5). Bu sxemlərə görə reaksiya qüvvələri və valların qeyri-tuşoxluluqları ümumi halda sistemin həndəsi orta nöqtəsinə  $M$  görə müəyyən edilir.

Valların radial xətarını ( $\Delta r$ ), intiqal elementlərinin kinematik ara boşluqlarını ( $\delta_k$ ), valların uc hissəsinin ( $\lambda_v = \lambda_{v1} + \lambda_{v2}$ ), dayaqların ( $\lambda_d$ ) və birləşdirici muftanın ( $\lambda_{rM}$ ) radial əsnəkliklərini nəzərə almaqla muftaya təsir edən əlavə radial qüvvə əvvəlcə Q.B. İosileviçin aşağıdakı ifadəsinə görə tədqiq olunmuşdur (şək. 6).

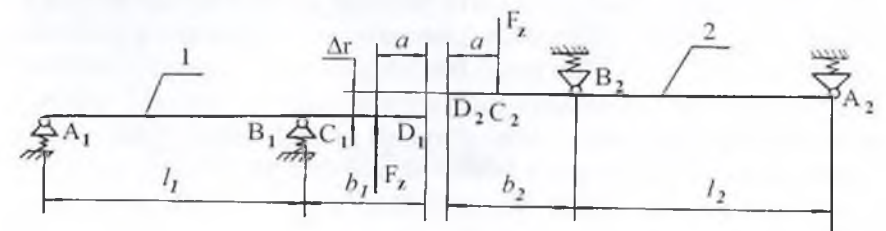
$$R \Rightarrow F_z = k_m \frac{\Delta r - \delta_k}{\lambda_v + \lambda_d + \lambda_{rM}} \quad (1)$$

(1) ifadəsinə daxil olan parametrlərdən dayaqların ( $\lambda_d$ ) və muftanın radial ( $\lambda_{rM}$ ) əsnəklikləri analitik olaraq təyin edilmişdir. Hər düsturuna görə silindrik və sferik səthlərin kontaktı məsələsindən kontakt deformasiyalarının qiymətinə və yastığın diyirlənmə elementlərinin perimetr üzrə yerləşmə sxemində görə kürəcikli və silindrik diyircəkli diyirlənmə yastıqları üçün əsnəklik təyin edilmişdir. Dayağın gövdəsinin əsnəkliyi isə gövdə detalının, birləşdirici elementlərin və özülün əsnək-

liklərinin cəmi kimi təyin edilmişdir [11]. Muftanın radial əsnəkliyi dişli muftanın misalında tədqiq edilmişdir [35].

Valların xətaləri	I növ	II növ	III növ
İdeal tuşoxluluq a)			
Bucaq xətası $\Delta\beta =$ $= \arcsin \frac{a_1 - a_2}{D}$ b)			
Oxboyu xəta $\Delta a =  s - s_0 $ c)			
Radial xəta $\Delta r =  r - r_0 $ d)			

Şək. 5. Konstruktiv quruluşuna görə muftaların nisbi hesablaşma sxemləri



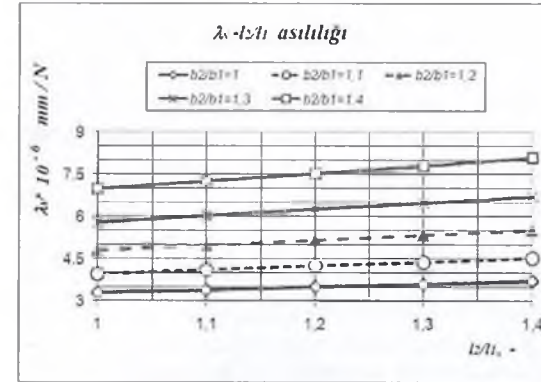
Şək. 6. Valların yerləşmə xətasından yaranan əlavə qüvvələr

Aparılmış nəzəri araşdırmaların nəticələrini analiz etmək üçün dişli muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri ədədi tədqiq edilmişdir. Parametrlər aşağıdakı kimi seçilmişdir: ötürülən nominal burucu moment-  $M_b=6300$  Nm; valın mufta oturan hissədə diametri-  $d=80$  mm; şək. 7-yə görə “val-dayaq-mufta” sisteminin həndəsi ölçüləri:  $a=65$  mm,  $b_1=180$  mm,  $b_2=(1...1,4)b_1$  (0,1 addımla variasiya edilir),  $l_1=200$  mm,  $l_2=(1...1,4)l_1$  (0,1 addımla variasiya edilir); val, mufta və dayaqların materialı polad: elastiklik modulu-  $E=E_1=E_2=E_B=2,1 \cdot 10^5$  MPa, Puasson əmsalı-  $\nu=0,3$ ; intiqal vallarının oturduğu 308 seriyalı radial kürəcikli yastığın və onun dayağını bərkitmək üçün istifadə olunan boltların həndəsi ölçüləri və sayı kataloqdan seçilmiş; dişli muftanın həndəsi ölçüləri sorğu kitabından seçilmiş; dayaqlara düşən radial yük  $F_r=13600$  N qəbul edilmişdir. Valların radial quraşdırılma xətaləri  $\Delta r=0 \div 6$  mm intervalında 1 mm addımla və “val-dayaq-mufta” sisteminin kinematik ara boşluqları  $\delta_k=0 \div 4$  mm intervalında 1 mm addımla variasiya edilmişdir.

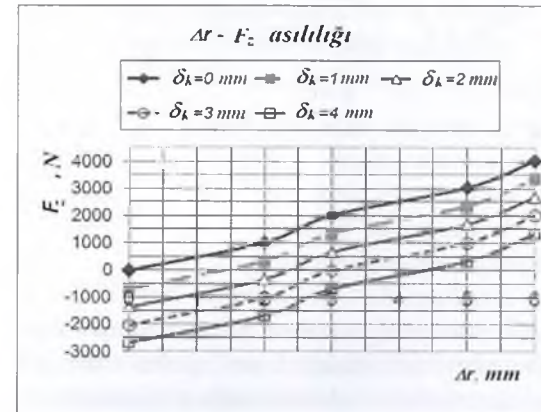
Tədqiqatlar nəticəsində məlum olmuşdur ki, hər hansı bir mufta seçildiyi təqdirdə muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri valların birləşdirilən uc hissələrinin əsnəkliyindən asılı olur. Belə ki, muftanın radial əsnəkliyi onun konstruksiyasından asılıdır. Seçilmiş dişli mufta üçün bu parametr dəyişməyəcəkdir. Dayaqların əsnəkliyi də seçilmiş sxem üçün demək olar ki, həmişə sabit olacaqdır. Belə olan halda val-ların uc hissələrinin əsnəkliyi xüsusi önəmə malik olur. “Val-dayaq-mufta” sistemində uzununa həndəsi ölçülərin valların əsnəkliyinə və əlavə reaksiya qüvvələrinə təsiri əhəmiyyətli dərəcədədir (şək. 7). Aparan və aparılan vallarda dayaq-lar arası məsafələr nisbətinin, eləcə də yarım-muftaların mərkəzindən dayağa qədər olan məsafələr nisbətinin dəyişməsi ilə valların uc hissəsinin əsnəkliyi xeyli dəyişir. (8) ifadəsindən görünür ki, valların əsnəkliyinin artması ilə muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri azalır.

Dişli muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvəsinin valların radial xətalərindən asılılıq diaqramları kinematik ara boşluqlarının müxtəlif qiymətləri üçün şəkil 8-də təsvir olunmuşdur. Qrafiklərdən görüldüyü kimi radial xətalər kinematik ara boşluqlarından az olduqda seçilmiş qüvvə sxeminə görə əlavə radial qüvvənin qiyməti mənfi, radial xətalər kinematik ara boşluqlarından böyük olduqda isə əlavə radial qüvvənin qiyməti müsbət olur. Radial quraşdırılma xətalərinin artması ilə əlavə re-

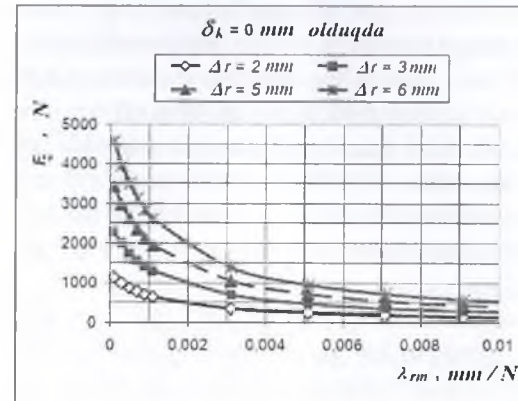
aksiya qüvvələri də mütənasib olaraq artır. Bu asılılıq təxminən xəttiliyə yaxındır.



Şək. 7. Birləşdirilən val-ların uc hissələrinin əsnəkliyinin dayaq-lar arası məsafələr nisbətindən asılılıq diaqramları



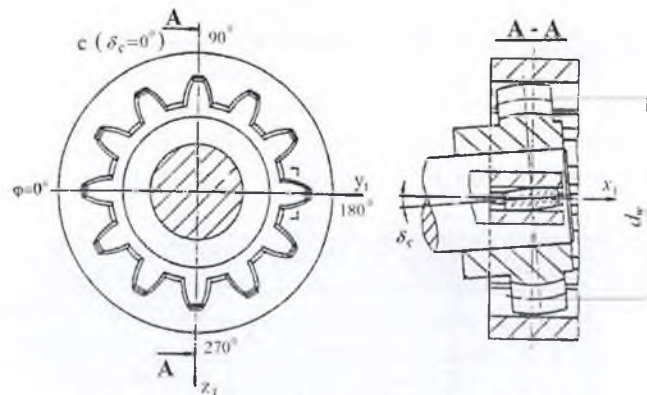
Şək. 8. Dişli muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvəsinin valların radial quraşdırılma xətalərindən asılılıq diaqramları



Şək. 9. İntiqal muftasına təsir edən əlavə reaksiya qüvvələrinin muftanın radial əsnəkliyindən asılılıq diaqramları

Qrafiklərdən görüldüyü kimi, muftaların radial əsnəkliyinin artması və valların radial xətalərinin azalması ilə intiqal muftasına təsir edən əlavə reaksiya qüvvəsi kəskin azalır. Əlavə reaksiya qüvvələrinin muftaların radial əsnəkliyindən asılılığı eksponensial qanuna tabedir.

Bu fəsilə ikiqat dişli muftalarda fırlanma zamanı ilişmədə olan dişlərin yerdəyişməsi və sürtünməsi nəticəsində yaranan reaksiya qüvvələrinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. Dişli muftanın hesablanma sxemi olaraq şəkil 10-da təsvir olunan bir yarım muftanın ilişməsi oynaq kimi nəzərdən keçirilmişdir.



Şəkil 10. Dişli yarım muftanın ilişmə sxemi

Valların oxboyu, radial və bucaq xətaləri halında ikiqat dişli muftalara təsir edən əlavə qüvvələri təyin etmək üçün hesabat sxemləri qurulmuşdur. Bu hesabat sxemləri yükün dişlər arasında paylanması və kinematik yerdəyişmələr arasında asılılıqlar almağa imkan verir. Qəbul edilmişdir ki, əhatə edən dişlər düzgün formalı və düz istiqamətli, əhatə olunan dişlər isə dairəvi profillidir, burucu moment isə dişlər arasında bərabər paylanmışdır. Sadalanan şərtlər daxilində reaksiya qüvvəsinin yaranmasına əhəmiyyətli dərəcədə təsir edən amillər araşdırılmışdır: tuxoxlu yerdəyişmə və dönmə nəticəsində dişli ilişmədə yaranan sürtünmə qüvvələri və quraşdırma xətası nəticəsində yükün dişin uzunluğu boyunca tətbiq nöqtəsinin yerdəyişməsi səbəbindən yaranan qeyri-parallel tangensial qüvvələr.

Hesabat sxemləri oynağın tarazlıq şərtinə görə qurulmuşdur. Qüvvə və moment asılılıqları oynağın hər iki tərəfindəki ilişmə üçün eynidir. Qüvvələrin işarəsi dəyişdikdə valların ucundakı reaksiyalar da

dəyişir. Hesabat sxemlərinə görə müəyyən edilmişdir ki, oxboyu xəta zamanı dişlər arasında yaranan sürtünmə qüvvəsi  $F_{S_i}$  oynağa təsir edən burucu momentə  $M_{oy}$  və sürtünmə əmsalı  $\mu$ -yə mütənasib olacaqdır.

Valların radial və bucaq xətası son nəticədə dişli yarım muftanın oynağa nəzərən müəyyən bucaq ( $\delta_c$ ) altında çəpləşməsinə səbəb olur ki, buradan da  $x$ ,  $y$  və  $z$  oxları boyunca yönələn  $F_x$ ,  $F_y$  və  $F_z$  reaksiya qüvvələri yaranır.

Burucu momentin təsir istiqamətindən asılı olaraq kontaktda olan dişlərin diyirlənmə (aşma) anında hər bir dişli ilişmə müstəvisində əks qüvvə cütü yaranır. Bu qüvvələr ilişmə cütündə iştirak edən dişlərin kontakt nöqtəsinin maksimal yerdəyişməsinə görə oynaq momenti  $M_{ii}$  yaradır. Bu momentlərinin fırlatma istiqamətləri eynidir. Buradan dişli ilişmə müstəvisi üzrə təsir edən  $F_{z_i}$  reaksiya qüvvələri təyin edilir.

İş prosesində muftanın fırlanma bucağından asılı olaraq  $M_t$  oynaq momenti dəyişir ki, bu da ilk növbədə ilişmədə olan diş cütündəki nisbi tangensial yerdəyişmələrdən  $f_i$  asılıdır:

$$f_i = f_{ia} + f_{id} + f_{iud} + f_{ib} \quad (2)$$

burada:  $f_{ia}$  – kontaktda olan dişlərin diyirlənməsi (aşma) nəticəsində yaranan yerdəyişmə;  $f_{id}$  – dönmə nəticəsində yaranan yerdəyişmə;  $f_{iud}$  – diyirlənmə və dönməni birgə nəzərə alan quraşdırılma xətasından yaranan əlavə yerdəyişmə;  $f_{ib}$  – bucaq xətası nəticəsində yaranan yerdəyişmədir.

Ədədi eksperiment dişli muftanın aşağıdakı parametrlərinə görə aparılmışdır: muftanın oynağı vasitəsi ilə ötürülən burucu moment -  $M_{oy}=4000$  Nm; dişin modulu-  $m=3$  mm; dişlərin sayı  $z=40$ ; oynağın dişlərinin ilişmə zonalarının ortasından keçən müstəvilər arasındakı məsafə -  $l_{oy}=85$  mm; ilişmə bucağı -  $\alpha=28^\circ$ ; bucaq sürəti  $\omega=30$  san<sup>-1</sup>; bölgü çevrəsinin radiusu -  $r_w=60$  mm; dişin yan tərəfinin bombalanma nisbəti -  $\varepsilon=1,5$ ; sürtünmə əmsalı -  $\mu=0,1$ .

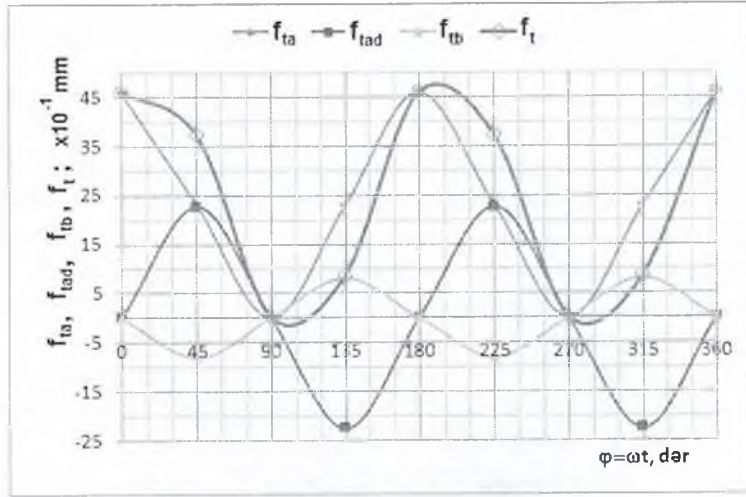
Tangensial yerdəyişmələrin fırlanma bucağından asılılığı şəkil 11-də təsvir olunmuşdur.  $f_{id}$  çox kiçik olduğundan nəzərə alınmamışdır.

Diaqramdan görünür ki, muftanın bir dövründə ümumi tangensial yerdəyişmənin iki maksimal qiyməti olur. Bu diyirlənmə vəziyyətdən ( $\varphi=0^\circ$  və  $\varphi=180^\circ$ ) təxminən 10-15<sup>o</sup> sonrakı vəziyyətdə baş verir. Tangensial yerdəyişmə dişlərə düşən yükün paylanma xarakterini müəyyən edən ölçüdür.

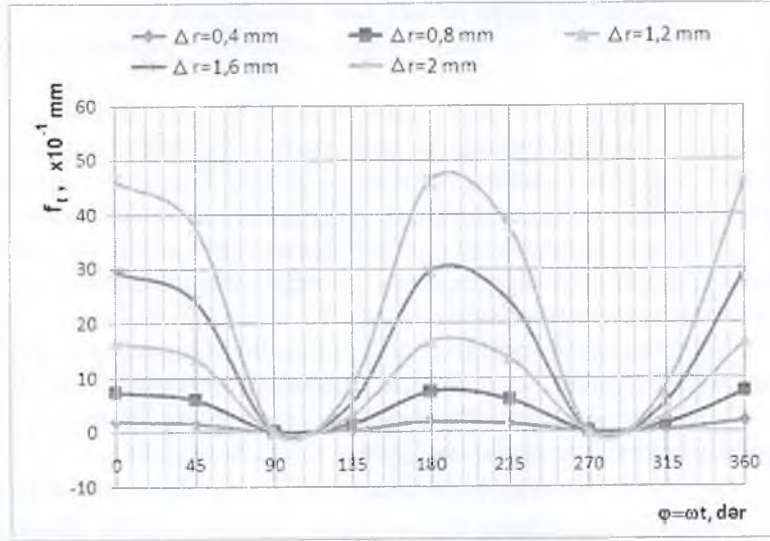
İntiqal vallarının yerləşmə xətaləri ilişmədə olan dişlərin tangensial yerdəyişməsinə əhəmiyyətli dərəcədə təsir edir. Şəkil 12-də valların



radial xətalərinin ( $\Delta r$ ) müxtəlif qiymətləri üçün tangensial yerdəyişmələrin fırlanma bucağından asılılıqları təsvir olunmuşdur.

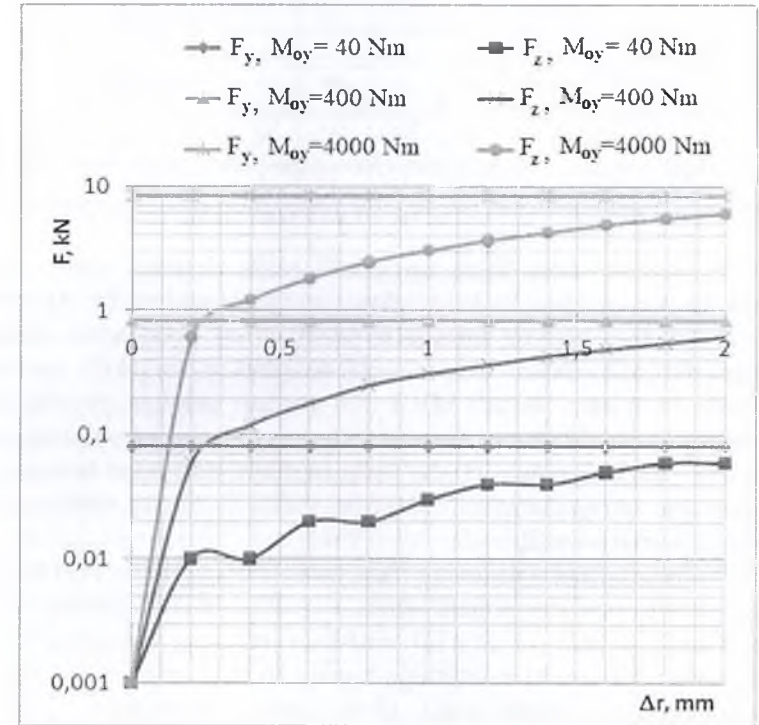


Şək. 11. Tangensial yerdəyişmələr

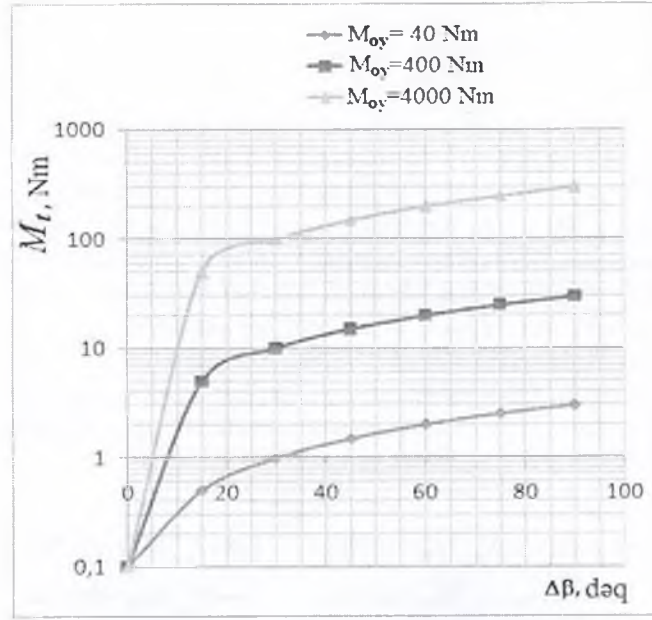


Şək. 12. Valların radial xətalərinin müxtəlif qiymətləri üçün ümumi tangensial yerdəyişmənin fırlanma bucağından asılılığı

Dişli muftanın dişlərinin kontakt yolları və sürətləri arasındakı fərq valların quraşdırılma xətalərindən asılı olaraq dəyişir. Muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri də bu xətalərdən və dişli muftanın oymağına tətbiq olunmuş burucu momentdən  $M_{oy}$  asılıdır. Bu asılılıqlar qrafiki olaraq şəkil 13 və şəkil 14-də loqarifmik diaqramlar şəklində təsvir olunmuşdur. Diaqramlara görə dişli muftaya təsir edən eninə qüvvələrin analizi göstərir ki,  $y$  oxu boyunca təsir edən  $F_y$  qüvvəsi tətbiq olunmuş burucu momentin qiymətindən asılıdır, valların yerləşmə xətasından isə asılı deyildir. Ancaq  $z$  oxu boyunca yönələn  $F_z$  qüvvəsi eyni zamanda həm tətbiq olunmuş burucu momentin qiymətindən, həm də valların quraşdırılma xətasından asılıdır. Eləcə də görünür ki, bu asılılıqlar xəttiliyə yaxındır. Dişli muftanın oymağına təsir edən əyici moment  $M$ , də həmçinin həm tətbiq olunmuş burucu momentin qiymətindən, həm də valların quraşdırılma xətasından asılıdır.



Şək. 13. Dişli muftaya təsir edən eninə qüvvələrin müxtəlif yükləmə halları üçün val-ların radial yerləşmə xətasından asılılıq diaqramları



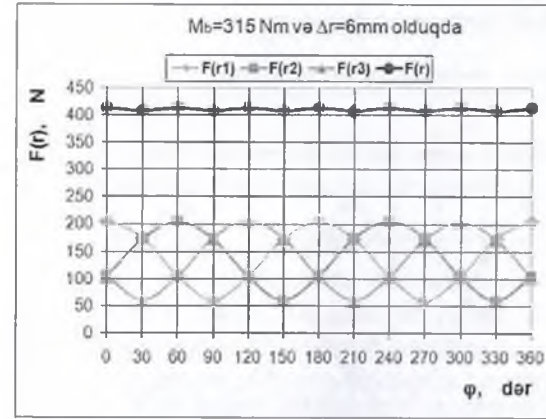
Şəkil 14. Dişli muftanın oymağına təsir edən əyici momentin müxtəlif yükləmə halları üçün valların bucaq ( $\Delta\beta$ ) xətasından asılılıq diaqramları

Bu fəsilə daha sonra torşəkilli rezin elementi olan elastiki muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri tədqiq edilmişdir. Aparılmış nəzəri tədqiqatları konkret misallarla təsvir etmək üçün ədədi eksperiment aparılmışdır. Ədədi eksperiment aparılarkən torşəkilli muftanın xüsusi bir növü olan lövhəli MYJI 206 muftası tədqiqat obyektinə kimi qəbul olunmuşdur. Muftanın dinamik xüsusiyyətlərini və yaranan əlavə reaksiya qüvvələrini tədqiq etmək üçün muftaya təsir edən burucu moment, valların quraşdırılmasının oxboyu, radial və bucaq xətalrı geniş diapazonda variyasiya edilmişdir.

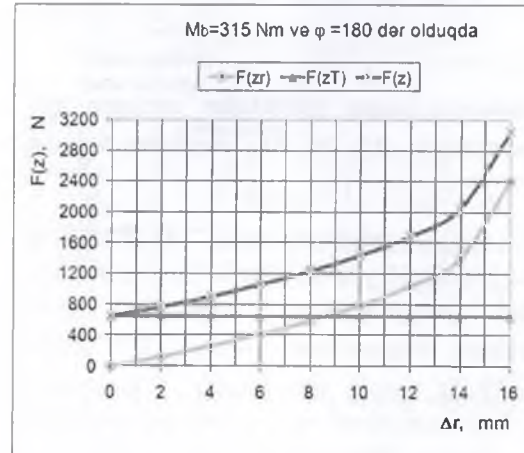
Valların radial xətasından ( $\Delta r$ ) yaranan  $F_{zr}$  (şəkilə  $F(zr)$ ) radial qüvvəsinin və onun komponentlərinin  $F_{zr1}$ ,  $F_{zr2}$  və  $F_{zr3}$  (şəkilə uyğun olaraq  $F(zr1)$ ,  $F(zr2)$  və  $F(zr3)$ ) muftanın fırlanma bucağından asılı olaraq dəyişməsi qrafikləri ötürülən burucu momentin və radial xətanın müxtəlif qiymətləri üçün şəkil 15-də təsvir olunmuşdur. Şəkilədən görüldüyü kimi  $F_{zr}$  radial qüvvəsinin komponentlərinin muftanın fırlanma bucağından asılılığı sinus qanununa tabedir. Bu komponentlərin

əvəzləyicisinin isə muftanın fırlanma bucağından asılılığı təxminən xəttidir.

Şəkil 16-da valların radial xətasından yaranan  $F_{zr}$  və burucu moment təsirindən yaranan  $F_{zT}$  qüvvələrinin, eləcə onların əvəzləyicisi  $F_z$  qüvvəsinin radial xətanın qiymətindən asılılıq diaqramı muftanın fırlanması zamanı xarakterik hal olan  $\varphi = 180^\circ$  vəziyyəti üçün qurulmuşdur. Şəkilədən görüldüyü kimi  $F_{zr}$  və əvəzləyici  $F_z$  qüvvələri radial xətaya mütənasib olaraq artır. Radial xətanın böyük qiymətlərində elastiki muftanın sərtlik xarakteristikasına uyğun olaraq radial qüvvə kəskin artır. Burucu momentdən yaranan  $F_{zT}$  qüvvəsi isə radial xətadan asılı deyildir.

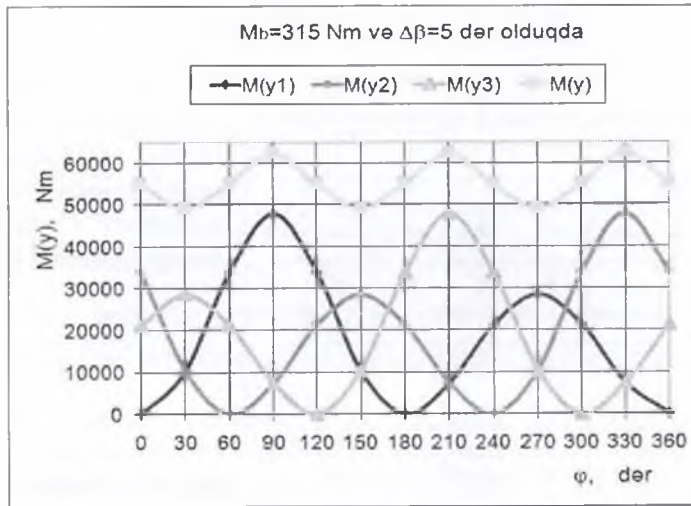


Şəkil 15. Valların radial xətasından yaranan  $F_{zr}$  radial qüvvəsinin və onun komponentlərinin muftanın fırlanma bucağından asılılığı



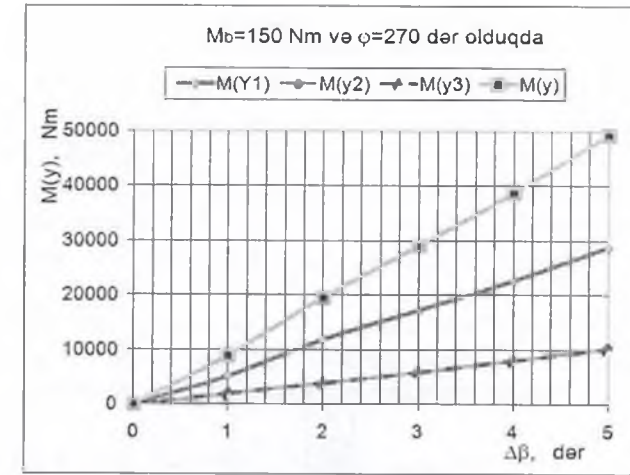
Şəkil 16. Valların radial xətasından yaranan  $F_{zr}$  və burucu moment təsirindən yaranan  $F_{zT}$  qüvvələrinin, eləcə də onların əvəzləyicisi  $F_z$  qüvvəsinin radial xətanın qiymətindən asılılığı

Valların quraşdırılmasının bucaq xətasından yaranan əyici momentin  $M_y$  və onun komponentlərinin  $M_{y1}$ ,  $M_{y2}$ ,  $M_{y3}$  (şəkildə uyğun olaraq  $M(y)$  və  $M(y1)$ ,  $M(y2)$ ,  $M(y3)$ ) muftanın fırlanma bucağından asılı olaraq dəyişməsi qrafikləri burucu momentin və valların bucaq xətasının müxtəlif qiymətləri üçün şəkil 17-də təsvir olunmuşdur. Qrafiklərdən görüldüyü kimi əyici momentin komponentlərindən hər biri periodik dəyişən amplitudlu ayrılar şəklindədir. Bu ayrılar fırlanma bucağından asılı olaraq xarakterik vəziyyətlərdə öz maksimum və minimumlarını alırlar. Lakin bu komponentlərin cəmi səlissinus qanununa uyğun olaraq dəyişir.



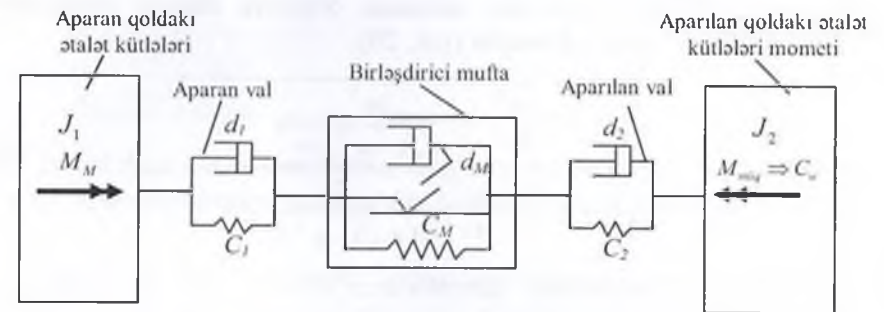
Şək. 17. Valların quraşdırılmasının bucaq xətasından yaranan əyici momentin  $M_y$  və onun komponentlərinin  $M_{y1}$ ,  $M_{y2}$ ,  $M_{y3}$  muftanın fırlanma bucağından asılılığı

Əyici momentin  $M_y$  və onun komponentlərinin  $M_{y1}$ ,  $M_{y2}$ ,  $M_{y3}$  (şəkildə uyğun olaraq  $M(y)$  və  $M(y1)$ ,  $M(y2)$ ,  $M(y3)$ ) valların quraşdırılmasının bucaq xətasından asılı olaraq dəyişməsi diaqramları burucu momentin  $M_b=150$  Nm və muftanın fırlanma bucağının  $\varphi = 270^\circ$  xarakterik vəziyyəti üçün şəkil 18-də təsvir olunmuşdur. Diaqramdan görüldüyü kimi  $M_{y2}$  və  $M_{y3}$  toplananlarının valların bucaq xətasından asılı olaraq dəyişməsi təxminən üst-üstə düşür. Bu asılılıqlar xətti qanuna tabedir.



Şək. 18. Əyici momentin  $M_y$  və onun komponentlərinin  $M_{y1}$ ,  $M_{y2}$ ,  $M_{y3}$  valların quraşdırılmasının bucaq xətasından asılılığı

**IV fəsilə** intiqal muftalarının konstruktiv xüsusiyyətlərinin maşın aqreqatının dinamikasına təsiri məsələləri araşdırılmışdır. İntiqal sistemi elementlərinin sərtliyinin və dempferləmə qabiliyyətinin muftaya təsir edən burucu momentin böyümə əmsalına təsiri qiymətləndirilmişdir. Bunun üçün maşın intiqalına burulmada sərtlik və dempferləmə xüsusiyyətinə malik elementləri olan ikikütləli rəqsi sistem kimi baxılmışdır (şək.19).



Şək. 19. Elastiki muftalı maşın intiqalının rəqsi sistem kimi təsviri

Qəbul olunmuş hesabat sxeminin mövcud sxemlərdən əsas fərqi ondan ibarətdir ki, burada vallar mütləq sərt olaraq qəbul olunmamış,

eləcə də müqavimət momenti nəzərə alınmışdır. Belə bir hesabat sxeminin analitik həlli müəyyən çətinliklərlə bağlıdır. Ona görə müəyyən fərziyyələr qəbul edilmişdir: 1) mövcud ədəbiyyatların təhlili əsasında qəbul edilmişdir ki, hərəkətverici moment sinus qanunu ilə dəyişir [12, 24]:  $M_M = M_0 + M_1 \sin \omega t$  ( $M_0$  - nominal burucu moment;  $M_1$  - burucu momentin dəyişən toplananının amplitudu;  $\omega$  - burucu momentin dəyişən toplananının məcburi rəqslərinin tezliyi); 2) maşının işçi orqanının müqavimət momenti ( $M_{Miq}$ ) hər hansı bir müqavimət sərtliyinə ( $C_w$ ) mütənəsibdir:  $M_{Miq} \sim C_w$ ; 3) valların dempferləmə qabiliyyətini həddindən çox kiçik olması səbəbindən nəzərə alınmamışdır ( $d_1 = d_2 = 0$ ).

Nəzərdən keçirilən hesabat sxeminə uyğun olaraq valların hərəkətinin diferensial tənlikləri aşağıdakı kimi təsvir edilmişdir:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= \frac{1}{J_1} (M_n + M_1 \sin \alpha t) - \frac{C_1}{J_1} \varphi_1 - \frac{1}{J_1} [C_M (\varphi_1 - \varphi_2) + d_M (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)] \\ \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= -\frac{C_2}{J_2} \varphi_2 + \frac{1}{J_2} [C_M (\varphi_1 - \varphi_2) + d_M (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)] - \varphi_2 \frac{C_w}{J_2} \end{aligned} \quad (3)$$

Burada  $\varphi_1$  və  $\varphi_2$  - uyğun olaraq aparın və aparılan yarımmuftaların fırlanma bucaqları;  $J_1$  və  $J_2$  - uyğun olaraq intiqalın aparın və aparılan qollarındaki fırlanan kütlələrinin ətalət momentləri;  $C_1$  və  $C_2$  - uyğun olaraq aparın və aparılan valların burulmada sərtliyi;  $C_M$  və  $d_M$  - uyğun olaraq elastiki muftanın burulmada sərtliyi və dempferləmə əmsalı;  $C_w$  - maşının işçi orqanının müqavimət momentini xarakterizə edən sərtlikdir.

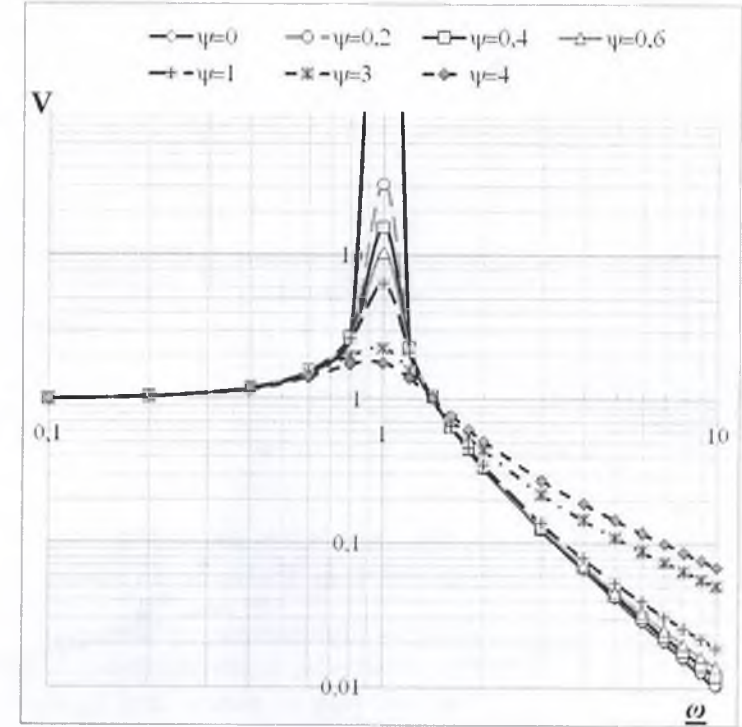
Bu sistemin həllindən muftanın ötürdüyü burucu momentin böyüməsi əmsalı təyin edilmişdir (şək. 20):

$$V = \sqrt{\frac{1 + \frac{\psi^2}{4\pi^2} \cdot \frac{2\omega^2}{1 + \sqrt{1 - \psi^2/4\pi^2}}}{(1 - \omega^2)^2 + \frac{\psi^2}{4\pi^2} \cdot \frac{2\omega^2}{1 + \sqrt{1 - \psi^2/4\pi^2}}}} \quad (4)$$

Burada  $\psi$  - muftanın nisbi dempferləmə əmsalı,  $\omega = \omega/\omega_0$  - sistemin rəqsi tezliyinin ölçüstüz əmsalı,  $\omega_0$  - sistemin məxsusi tezliyidir.

Bu ifadəni klassik ədəbiyyatlarda verilən ifadə ilə müqayisə edə bilmək üçün qəbul olunmuş sistemin məxsusi tezliyi ilə klassik sistemin məxsusi tezliyi arasında asılılıq alınmış və burucu momentin böyüməsi əmsalının klassik ifadəsi aşağıdakı şəkildə gətirilmişdir:

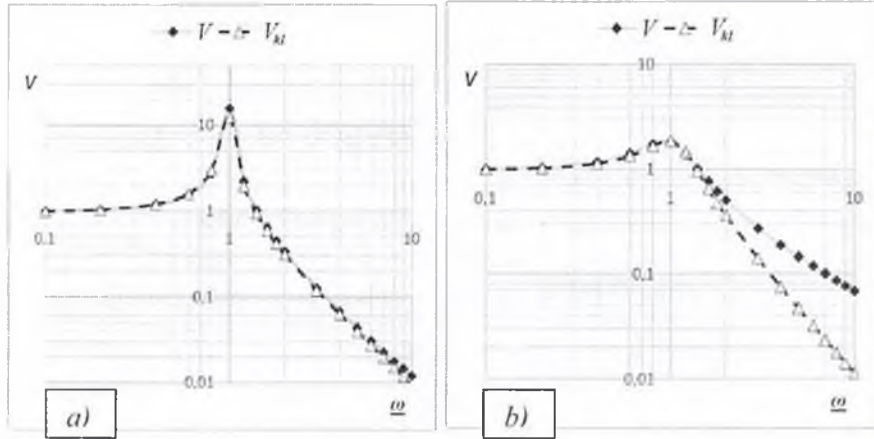
$$V_M = \sqrt{\frac{1 + \frac{\psi^2}{4\pi^2}}{\left[1 - \left[\frac{\omega \cdot \sqrt{J(\bar{C} + 1) + 1}}{\sqrt{J + 1}}\right]^2\right]^2 + \frac{\psi^2}{4\pi^2}}} \quad (5)$$



Şək. 20. Muftanın nisbi dempferləmə əmsalının müxtəlif qiymətləri ( $\psi$ ) üçün burucu momentin böyüməsi əmsalının sistemin rəqsi tezliyidən asılılığı

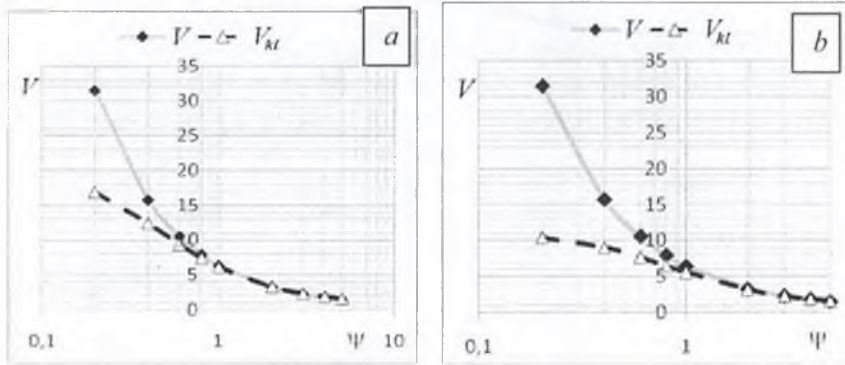
Daha sonra alınmış qiymətlər müqavimət momenti və valların sərtliyi nəzərə alınmayan klassik sistemlə təyin olunmuş burucu momentin böyümə əmsalı ilə müqayisə olunmuşdur (şək.21).

Nisbi dempferləmə əmsalının ( $\psi$ ) muftaya təsir edən burucu momentin böyüməsi əmsalına ( $V$  və  $V_M$ ) təsirini araşdırmaq məqsədi ilə rezonans zonası üçün ( $V \sim \psi$ ) asılılıq qrafikləri qurulmuşdur (şək. 22).



Şək. 21. Muftanın nisbi dempferləmə əmsalının müxtəlif qiymətləri ( $\psi$ ) üçün  $V$  və  $V_{kl}$  əmsallarının müqayisə olunması:

a-  $\psi = 0,4$ ;  $\bar{J} = 1$ ;  $\bar{C} = 0,1$  olduqda. b-  $\psi = 4$ ;  $\bar{J} = 1$ ;  $\bar{C} = 0,1$  olduqda

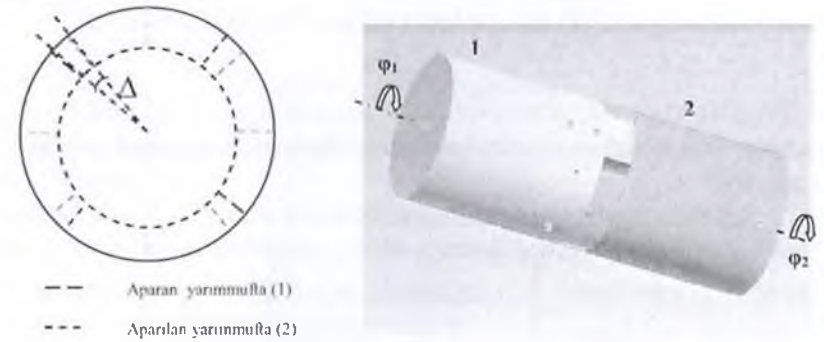


Şək. 22. Rezonans zonası üçün ( $\omega \rightarrow 1$ ) muftaya təsir edən burucu momentin böyüməsi əmsalının nisbi dempferləmə əmsalından ( $\psi$ ) asılılıq diaqramları: a)  $\bar{J} = 1$  və  $\bar{C} = 0,1$  olduqda; b)  $\bar{J} = 10$  və  $\bar{C} = 0,1$  olduqda

Müəyyən edilmişdir ki, muftanın nisbi dempferləmə əmsalının ( $\psi$ ) artması ilə burucu momentin böyüməsi əmsallarının qəbul olunmuş sxemə görə ( $V$ ) və klassik sxemə görə ( $V_{kl}$ ) hesablanmış qiymətləri arasındakı fərq artır. Valların sərtliklərinin artması ilə burucu momentin böyüməsi əmsalının  $V$  qiyməti  $V_{kl}$  qiyməti bir-birinə yaxınlaşır. Bu amil qəbul etdiyimiz hesabat sxeminin adekvatlığını təsdiq edir. Rezonans

zonası ətrafında ( $\omega \rightarrow 1$ ) muftanın nisbi dempferləmə əmsalının ( $\psi$ ) kiçik qiymətlərində sistemin aparılan və aparın qollarındakı ətalət momentləri nisbətinin ( $\bar{J}$ ) böyüməsi burucu momentin böyüməsi əmsalına ( $V$ ) əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir.

Bu fəsilə mexaniki muftalardakı ara boşluqların (şək.23) ittiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsirini qiymətləndirmək üçün riyazi modelin qurulması məsələsinə baxılmışdır. Fərz edilmişdir ki: 1) aparılan val müqavimətsiz fırlanır, 2) yarım muftaların yalnız yumruqcuları bir-biri ilə kontaktada olur və bu işləmə hesabına hərəkət ötürülür; 3) hər hansı sürtünmə qüvvəsinin olmadığı fərz olunur; 4) valların dayaqlarında baş verən itkilər, eləcə də valların deformasiyası da nəzərə alınmır.



Şək. 23. Yarım muftalar arasındakı ara boşluğunun təsviri: 1- aparın yarım mufta, 2- aparılan yarım mufta

Aydınır ki, yumruqcular və ya dişlər bir-biri ilə yalnız ara boşluğunu dəf etdikdən sonra ilişəcəklər. Yarım muftalar arasında ara boşluğu olduğu üçün aparın və aparılan vallar arasında fırlanma bucaqları fərqi yarana bilər. Əgər aparın yarım muftanın fırlanması zamanı asılı olaraq dəyişsə, bu zaman yarım muftaların birlikdə hərəkətindən sonra aparılan yarım muftanın gecikməsi və yaxud ayrı-ayrılıqda hərəkətdən sonra aparın yarım muftanın sürətinin dəyişməsi səbəbindən yumruqcuların yenidən kontaktı və yarım muftaların birlikdə fırlanması mümkündür. Muftanın riyazi modeli bu təsəvvürün əsasında qurulmuşdur. Bu halda fırlanma sönən olmayacaqdır. Yəni fırlanma hərəkəti sinus qanunu ilə dəyişən burucu momentlə  $M_1(t) = M_1 \sin \omega t$  ( $\omega$  - həyəcanlandırıcı rəqslər tezliyidir) yanaşı ara boşluğunun qiymətindən də asılı olacaqdır.

Qəbul olunmuş mexaniki sistemin hərəkət tənliyi aşağıdakı kimi tərtib olunmuşdur [12]:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}(J_1 + J_2) = M_1 \sin \omega t \quad (6)$$

Burada  $J_1$  və  $J_2$  - uyğun olaraq aparıcı və aparılan yarımmufta da daxil olmaqla intiqalın aparıcı və aparılan qollarındaki fırlanan hissələrin ətalət momentidir,  $\varphi$  - yarımmuftaların nisbi fırlanma bucağıdır.

Məsələnin qoyuluşundan aydındır ki, həll periodik olmalıdır. Sistemin həlli nəticəsində zamandan asılı olaraq yarımmuftaların yumruqcuqlarının görüşməsi və ayrılması anları, eləcə də birlikdə və ayrılıqda hərəkət periodları təyin edilmişdir. Hərəkətin bütün periodları yumruqcuqların görüşməsi  $t_{0k}$  anının təyin edilməsi ilə əlaqələndirilmişdir. Bu zaman müddəti aşağıdakı transsedent tənliyin həllindən tapılmışdır:

$$\omega t_{0k} - \sin \omega t_{0k} = \Delta \frac{J_1 \omega^2}{M_1} + 2\pi n \quad (7)$$

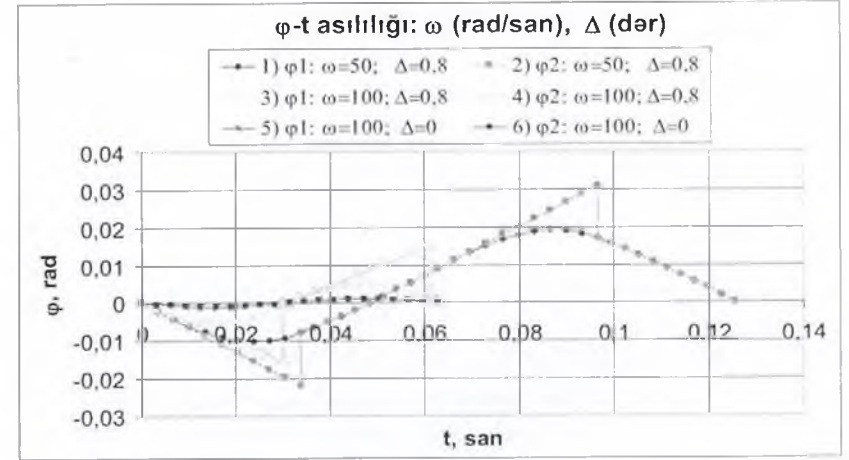
Burada  $\Delta$ - yarımmuftalar arasında bucaqla ifadə olunmuş ara boşluğu,  $n$ - tam ədəddir.

Sistemin hərəkətini qrafiki şəkildə təsvir etmək üçün ədədi misal həll olunmuş və bu zaman kəmiyyətlərin aşağıdakı qiymətləri qəbul edilmişdir:  $J_1 = 10 \text{ kqm}^2$ ;  $J_2 = 40 \text{ kqm}^2$ ;  $M_1 = 500 \text{ Nm}$ ;  $\omega = 50 \text{ san}^{-1}$  və  $\omega = 100 \text{ san}^{-1}$ ;  $\Delta = 0 \text{ dər}$  və  $\Delta = 0,8 \text{ dər}$

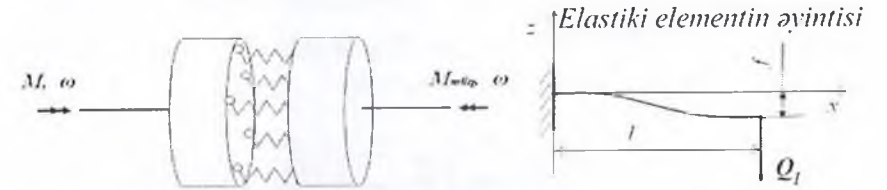
Sisteminin həllinə əsaslanaraq aparıcı və aparılan yarımmuftaların fırlanma bucaqlarının zamandan asılılığı qrafikləri (şək.24) qurulmuşdur. Burada hərəkətin periodikliyinə nəzərə alaraq yalnız bir period nəzərdən keçirilmişdir.

Şəkildən görüldüyü kimi  $\Delta = 0$  olduqda yarımmuftaların fırlanması üst-üstə düşür. 1 və 2 əyriyə uyğun olaraq 3 və 4 əyriyə ilə müqayisəsi  $\omega$ -nın intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsirini öyrənməyə imkan verir. 3 və 4 əyriyə uyğun olaraq 5 və 6 əyriyə ilə müqayisəsi isə ara boşluğunun ( $\Delta$ ) intiqalın dinamikasına təsirini araşdırmağa imkan verir.

Bu fəsilə həmçinin mexaniki sistemin məcburi rəqslər tezliyinin ( $\omega$ ) intiqal muftasının burulmadakı sərtliyinə təsiri tədqiq edilmişdir. Məlumdur ki, muftaların burulmada statiki ( $C_{Mst}$  Nm/rad) və dinamik ( $C_{Mdin}$ , Nm/rad) sərtliyi arasında müəyyən fərqlər var. Bu fərqi tədqiq etmək məqsədi ilə elastiki mufta aralarında elastiki millərlə əlaqələndirilmiş iki sərt disk şəklində hesabat sxemi ilə təsvir edilmişdir (şək 25).



Şək. 24. Burucu momentin dəyişmə tezliyinin və ara boşluğunun verilmiş qiymətlərində yarımmuftaların fırlanma bucaqlarının zamandan asılılığı qrafikləri



Şək. 25. Birləşdirici elastiki muftanın hesablama sxemi

Elastiki elementin statiki əyilmə tənlikləri aşağıdakı şəkildə olacaqdır:

$$\varepsilon = z \frac{\partial \theta}{\partial x}; \quad \theta = -\frac{\partial f}{\partial x}; \quad \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad Q - \frac{\partial M}{\partial x} = 0; \quad M = EI \frac{\partial \theta}{\partial x} = -EI \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \quad (8)$$

$$x=0 \text{ olduqda, } f=0 \text{ və } \frac{\partial f}{\partial x} = 0; \quad x=l \text{ olduqda, } \frac{\partial f}{\partial x} = 0 \text{ və } EI \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = -Q_l$$

burada  $\varepsilon$  - milin ixtiyari nöqtəsinin  $x$  oxu boyunca deformasiyası,  $z$  - eninə koordinatı,  $\theta$  - əyilmə nəticəsində milin dönməsi,  $f$  - əyinti,  $Q$  - milin ixtiyari nöqtəsində eninə qüvvə,  $Q_l$  - milin ucunda eninə qüvvə,  $M$  - burucu moment,  $l$  - milin en kəsiyinin ətalət momenti,  $E$  - muftanın elastiki elementinin (milin) materialının elastiklik moduludur.

Elastiki milin əyilmə rəqsləri tənlikləri isə aşağıdakı kimi tərtib olunmuşdur:

$$\varepsilon = z \frac{\partial \theta}{\partial x}; \theta = -\frac{\partial f}{\partial x}; \frac{\partial Q}{\partial x} - \rho \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} F = 0; Q - \frac{\partial M}{\partial x} = 0; M = -EI \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \quad (9)$$

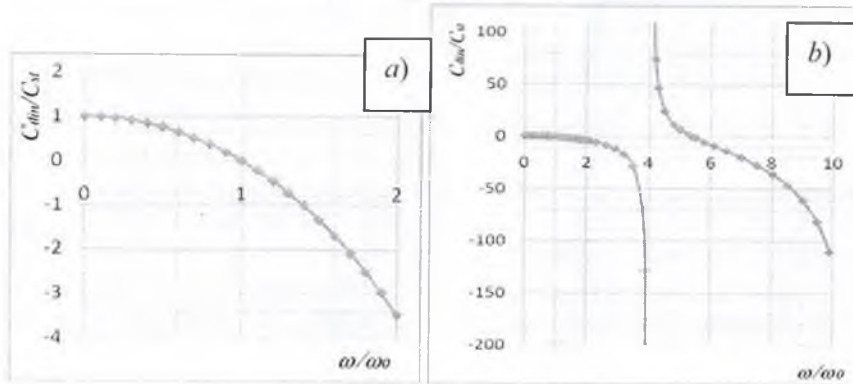
burada  $\rho$  - milin materialının sıxlığı,  $F$  - milin en kəsik sahəsidir.

$$x = 0 \text{ olduqda, } f = 0 \text{ və } \frac{\partial f}{\partial x} = 0; \quad x = l \text{ olduqda, } \frac{\partial f}{\partial x} = 0 \text{ və } Q = Q_0$$

Elastiki elementin statiki və dinamik əyilmə tənlikləri tərtib olunaraq alınan diferensial tənliklərin həlli triqonometrik funksiyalar şəklində tapılmışdır. Məsələnin həllini sadələşdirmək məqsədi ilə ölçüsüz kəmiyyətlərdən istifadə olunaraq  $C_{Mdin}/C_{Mst}$  nisbəti təyin edilmişdir:

$$\frac{C_{Mdin}}{C_{Mst}} = \frac{1}{12} \cdot \alpha^3 \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{ch\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right) \sin\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right) + sh\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right) \cos\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)}{1 - ch\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right) \cdot \cos\left(\alpha \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)} \quad (10)$$

burada  $\omega_0$  – sistemin məxsusi tezliyi,  $\alpha = \sqrt[3]{(\rho F \omega^2 l^4)/EI}$  - ifadəni sadələşdirmək üçün istifadə olunan əmsaldır.



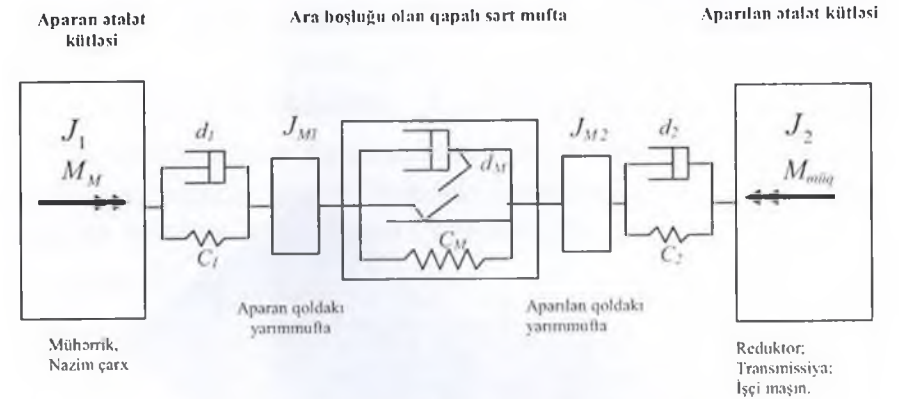
Şək. 26.  $C_{Mdin}/C_{Mst}$  nisbətinin mexaniki sistemin rəqslər tezliyi nisbətinin ölçüsüz əmsalından  $\omega/\omega_0$  asılılıq qrafiki: a-  $0 \leq \omega/\omega_0 \leq 2$  intervalında və b-  $0 \leq \omega/\omega_0 \leq 10$  intervalında

(10) ifadəsinə uyğun olaraq  $C_{Mdin}/C_{Mst}$  sərtliklər nisbətinin mexaniki sistemin rəqslər tezliyi nisbətinin ölçüsüz əmsalından  $\omega/\omega_0$  asılılığı

qurulmuşdur (şək. 26).  $\omega/\omega_0 \Rightarrow 0$  olduqda muftanın dinamik və statik sərtlikləri nisbəti vahidə yaxınlaşır.

V fəsil simulyasiya modellərinin köməyi ilə intiqal muftalarının dinamik və fiziki-mexaniki xüsusiyyətlərinin tədqiqinə həsr olunmuşdur. Əvvəlcə muftalardakı ara boşluqların intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsirinə qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. Ara boşluqlarının intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsiri əhəmiyyətli dərəcədə olduğundan tədqiqat obyektini kimi kinematik ara boşluğu olan sərt kompensəedici muftalar nəzərdən keçirilmişdir. Bunlara dişli, yumruqucuqlu, hərəkətli aralıq elementi olan, zəncirli, sərbəst gediş və s. muftaları misal göstərmək olar. Aşağıdakı parametrlərin variasiyası ilə muftaların dinamik xüsusiyyətləri araşdırılmışdır: maşının muftayadək hərəkətverici qolundakı və muftadan sonrakı qolundakı fırlanan kütlələrin ətalət momentlərinin nisbəti; muftanın dempferləmə qabiliyyəti və sərtliyi (elastikliyi); muftadakı ara boşluğunun qiyməti; hərəkətverici momentin rəqslərinin tezliyi və amplitudu; işçi maşının müqavimət momenti.

Sistemin simulyasiya modeli aparən və aparılan yarımmuftaların ətalət kütlələri momentini nəzərə almaqla qurulmuşdur (şək.27).



Şək. 27. Ara boşluqlu muftası olan intiqalın simulyasiya modeli

Hərəkət tənlikləri aşağıdakı kimi tərtib olunmuşdur [24]:

$$\begin{cases} M_M = J_1 \ddot{\varphi}_1 + d_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{M1}) + C_1(\varphi_1 - \varphi_{M1}) \\ d_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{M1}) + C_1(\varphi_1 - \varphi_{M1}) = J_{M1} \ddot{\varphi}_{M1} + d_M \cdot \Delta \dot{\varphi}_M + C_M \cdot \Delta \varphi_M \\ d_M \cdot \Delta \dot{\varphi}_M + C_M \cdot \Delta \varphi_M = J_{M2} \ddot{\varphi}_{M2} + d_2(\dot{\varphi}_{M2} - \dot{\varphi}_2) + C_2(\varphi_{M2} - \varphi_2) \\ d_2(\dot{\varphi}_{M2} - \dot{\varphi}_2) + C_2(\varphi_{M2} - \varphi_2) = J_2 \ddot{\varphi}_2 + M_{miq} \end{cases} \quad (11)$$

Burada  $M_{AF}$  - hərəkətverici moment, Nm;  $J_1$  və  $J_2$  - uyğun olaraq intiqalın muftaya qədərki - apararı və muftadan sonrakı - aparılan qollarındaki ətalət momentlərinin götürülmüş qiymətləri,  $\text{kgm}^2$ ;  $J_{M1}$  və  $J_{M2}$  - uyğun olaraq intiqalın apararı və aparılan qollarındaki yarımmuftarların ətalət momentləri  $\text{kgm}^2$ ;  $C_1$  və  $C_2$  - uyğun olaraq apararı və aparılan valların burulmada sərtlikləri, Nm/rad;  $d_1$  və  $d_2$  - uyğun olaraq apararı və aparılan valların burulmada dempferləmə qabiliyyəti, Nmsan/rad;  $C_M$  (Nm/rad) və  $d_M$  (Nmsan/rad) - uyğun olaraq elastiki muftanın burulmada sərtliyi və sürətə mütənasib dempferləmə qabiliyyəti;  $\varphi_1$  və  $\varphi_2$  - uyğun olaraq apararı valın başlanğıc hissəsində və aparılan valın son ucunda fırlanma bucağı, rad;  $\varphi_{M1}$  və  $\varphi_{M2}$  - uyğun olaraq apararı valın son ucunda və aparılan valın başlanğıc hissəsində fırlanma bucağıdır, rad;  $M_{müq}$  - işçi maşının müqavimət momentidir, Nm.

Ara boşluqlu muftası olan sistemin dinamik xüsusiyyətlərini analiz etmək üçün  $k$  əmsalı daxil edilmişdir:

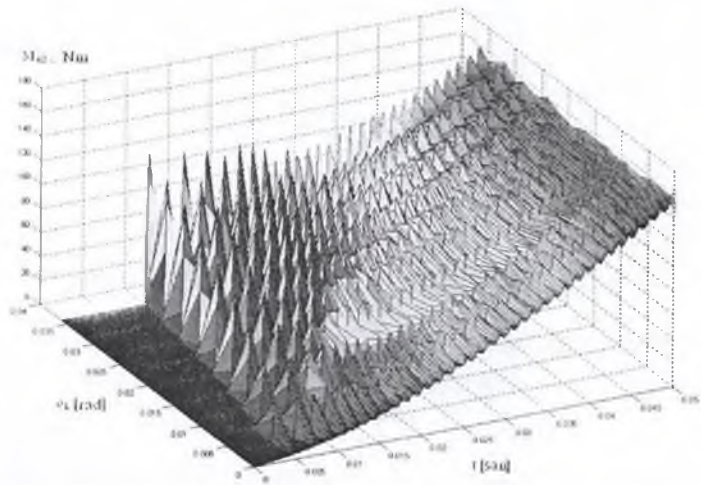
$$k = \max(|M_k|/|M_{nom}|) \quad (12)$$

Burada,  $M_k$  - muftaya təsir edən burucu momentidir,  $M_{nom}$  - intiqaldakı nominal burucu momentdir.

Ümumilikdə  $k$  əmsalı aşağıdakı parametrlərin funksiyasıdır:

$$k = f(\delta_k, \psi, J_2/J_1, M_{müq}, \omega, n_S) \quad (13)$$

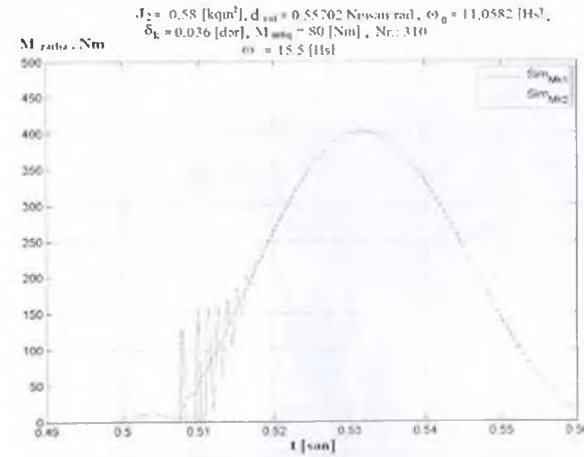
Burada  $\omega$  - momentin rəqsi tezliyi,  $n_S$  - muftadakı ara boşluqları sayıdır.



Şək. 28. Zərbə momentinin zamandan asılı olaraq dəyişməsi

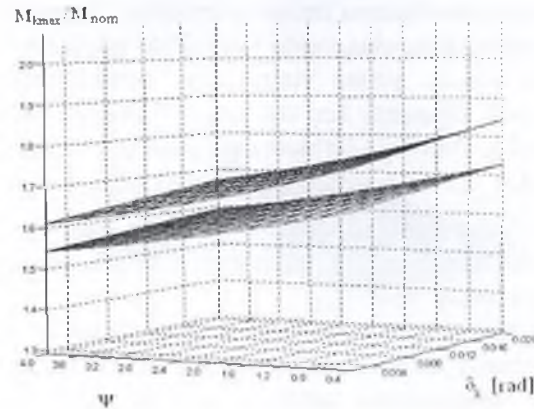
Ara boşluğunun  $\delta_k$  zərbə momentinə təsiri şəkil 28-də təsvir edilmişdir. Bu diaqramdan görünür ki, maksimal zərbə momenti birinci toqquşmada ara boşluğunun artması ilə böyüyür. Tam simulyasiya prosesindən görünür ki, muftanın ötürdüyü maksimal moment heç də həmişə birinci toqquşmadakı maksimal zərbə momenti deyildir.

Birinci zərbədən sonra yaranan burucu momenti təsvir etmək üçün şəkil 29-da göstərilmiş kimi simulyasiya nəticələrinə görə ayrıca konfigurasiya verilmişdir.



Şək. 29. Birinci zərbədən sonra burucu momentin dəyişməsi

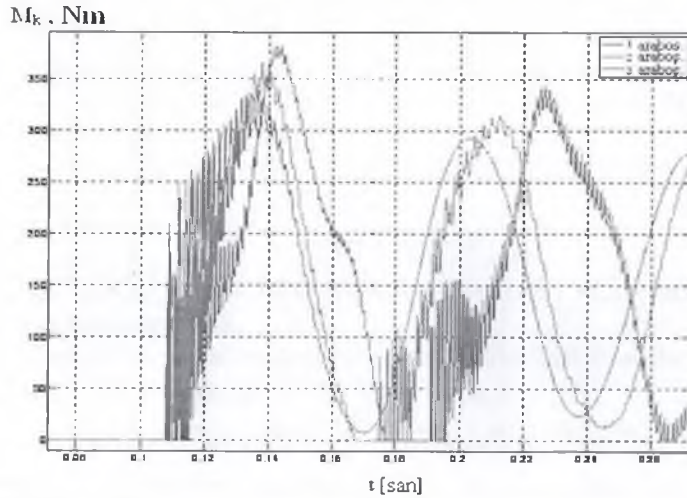
Ara boşluğunun  $\delta_k$  və ətalət kütlələri nisbətinin  $J_2/J_1$  artması ilə  $k$  əmsalı da böyüyür (şək.30). Sistemin dempferləmə qabiliyyətinin artması ( $\psi$  əmsalının böyüməsi) ilə  $k$  əmsalı kiçilir.



Şək. 30. Muftanın ötürdüyü maksimal momentə  $\delta_k$  və  $\psi$  parametrlərinin təsiri:  $J_2/J_1=20$  - yuxarı səth;  $J_2/J_1=2$  - aşağı səth



Digər mümkün təsir edə biləcək parametrlərin identifikasiyası simulyasiya olunan modellərin variasiyaları ilə həyata keçirilmişdir. Yuxarıda göstərilən təsiredici parametrlərlə yanaşı həmçinin sistemdə mümkün ola biləcək ara boşluqlarının sayının da  $k$  əmsalına təsiri tədqiq edilmişdir. Şəkil 31-də müxtəlif saylı ara boşluğu olan sistemin simulyasiyasının nəticələri təsvir olunmuşdur. Buradan ara boşluqlar sayının  $k$  əmsalına təsiri aydın görünür. Bununla yanaşı ara boşluqları arasındakı ətalət kütlələrinin nisbəti də  $k$  əmsalına böyük təsir göstərir.



Şəkil 31. Müxtəlif ara boşluqları sayı üçün simulyasiyaların müqayisəsi

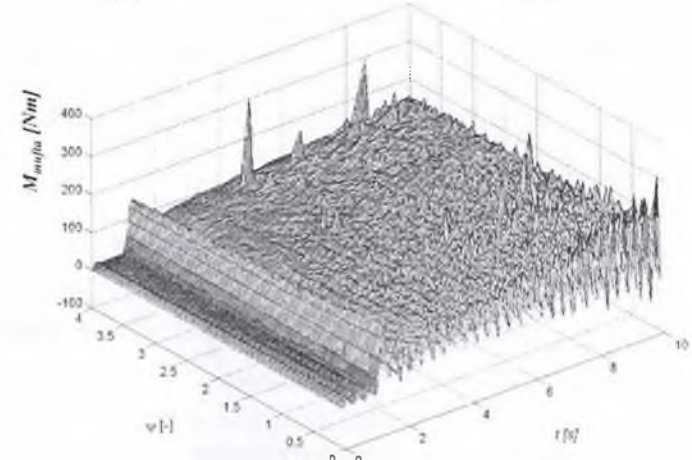
Simulyasiyalar nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki: birinci zərbə momentinin qiyməti yarım muftaların fırlanma tezlikləri fərqiindən asılıdır; müəyyən hallarda ara boşluğu olan mufta intiqaldakı güclü rəqsi hərəkətlərin izolyatoru funksiyasını yerinə yetirə bilər; birinci zərbə fazası üçün hesablanmış zərbə momenti heç də həmişə muftaya təsir edən maksimal moment deyildir. Muftaya birlikdə təsir edən çoxlu sayda parametrlərin ( $\delta_k, \psi, J_2/J_1, M_{mufta}, \omega$  və ara boşluqları sayı) nəzərə alınması ilə maksimal zərbə momentinin analitik təyini çox mürəkkəb məsələdir. Simulyasiya üsulu bütün bu parametrlərin təsirini kifayət qədər dəqiqliklə təyin etməyə imkan verir.

Bu fəsildə həmçinin ara boşluğu olmayan həndəsi qapalı (elastiki və sərt) muftaların dinamik xüsusiyyətlərinin araşdırılması məsələsinə də baxılmışdır. Muftanın nisbi dempferləmə qabiliyyətinin  $\psi$  maşın in-

tiqalının dinamik xüsusiyyətlərinə təsirini araşdırmaq üçün hərəkətverici orqanı daxili yanma mühərriki olan intiqal simulyasiya olunmuşdur.

İntiqaldakı burucu momentin dəyişməsi nisbi dempferləmə əmsalından  $\psi$  asılı olaraq zamanın 0-dan 10 saniyə-dək müddəti üçün şəkil 32-də təsvir olunmuşdur.

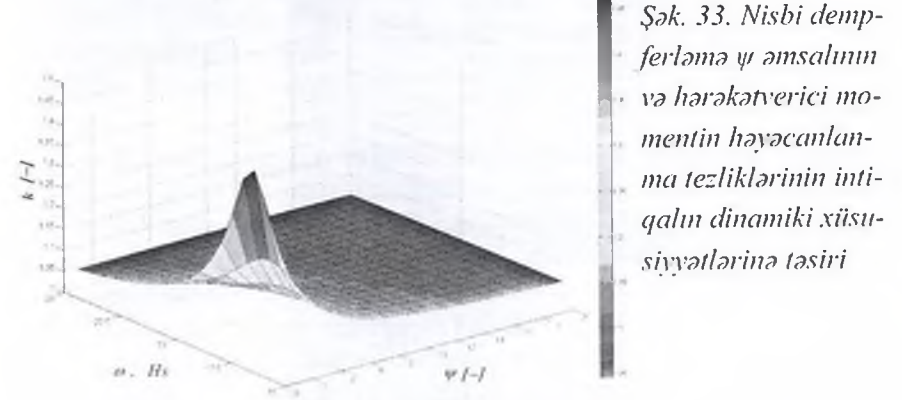
$J_2/J_1=1$  olduqda  $\psi$  əmsalının muftadakı momentə  $M_{mufta}$  təsiri



Şəkil 32.  $\psi$  əmsalının muftadakı momentə  $M_{mufta}$  təsiri

Həyəcanlandırıcı rəqslərin tezliyini  $\omega$  və  $\psi$  əmsalının qiymətlərini müəyyən addımlarla variasiya edilərək sistemin dinamikliyini xarakterizə edən əmsal (12) təyin edilmişdir (şəkil 33):

$J_1/J_2=11$  olduqda sistemin rəqsi



Şəkil 33. Nisbi dempferləmə  $\psi$  əmsalının və hərəkətverici momentin həyəcanlandırıcı tezliklərinin intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsiri

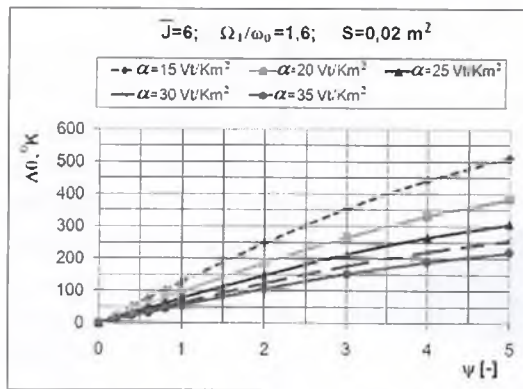
Simulyasiyaların nəticələri göstərmişdir ki, muftaya düşən zərbə momenti sistemin ötürdüyü momentin həyəcənlanma tezliyindən və muftanın nisbi dempferləmə əmsalından asılıdır.

Bu fəsildə daha sonra dempferləmə nəticəsində muftanın elastiki elementinin temperaturuna təsir edən amillər tədqiq edilmişdir. Şəkil 19-da təsvir olunmuş intiqal sxemi nəzərdən keçirilmiş və elastiki muftanın dempferlənməsi nəticəsində udulan enerjinin ətraf mühitə ötürülən istilik enerjisinə bərabərliyi şərtinə görə qərarlaşmış temperatur rejimləri təyin edilmişdir. Qəbul olunmuş şərtlərə görə ətraf mühitə nəzərən muftanın elastiki elementinin temperatur artımı üçün aşağıdakı ifadə alınmışdır:

$$\Delta\theta = \frac{\psi \cdot M_1^2 \cdot \bar{J} \cdot \frac{\Omega_1^2}{\omega_0^2}}{4\pi \cdot \alpha \cdot S \cdot \Omega_1 J_1(1 + \bar{J}) \left[ \left(1 - \frac{\Omega_1^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{\psi^2}{4\pi^2} \right]} \quad (14)$$

Burada  $\Delta\theta = \theta - \theta_0$  - temperatur dəyişməsi, K;  $\theta$  - muftanın elastiki elementinin işçi temperaturu, K;  $\theta_0$  - ətraf mühitin temperaturu, K;  $\alpha$  - istilik ötürmə əmsalı,  $\text{Vt/m}^2\text{K}$ ; K; S - elastiki elementin soyutma səthinin sahəsi,  $\text{m}^2$ ;  $\Omega_1$  - muftanın elastiki elementinin deformatsiyaları tezliyidir,  $\text{san}^{-1}$ .

(14) ifadəsinə daxil olan parametrlər variasiya edilərək ədədi eksperiment aparılmış və alınan nəticələrə görə elastiki elementin temperatur dəyişməsinin nisbi dempferləmə əmsalından asılılıq diaqramları qurulmuşdur (şək.34).

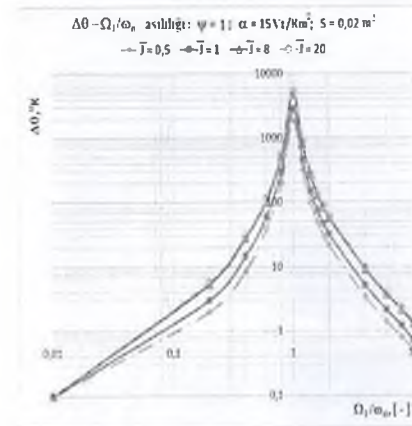


Şək. 34. Təsiredici amillərin müxtəlif qiymətləri üçün muftanın elastiki elementinin temperatur dəyişməsinin nisbi dempferləmə əmsalından asılılığı

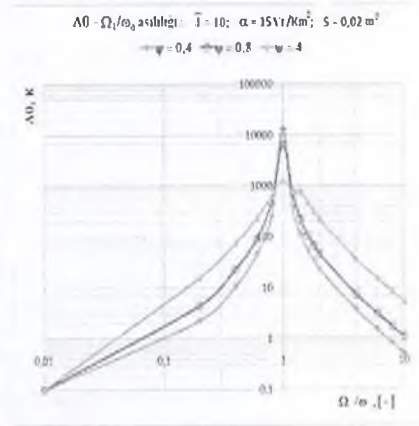
Tədqiqatlarla müəyyən edilmişdir ki, hərəkətverici momentin periodik rəqsi tezliyi intiqal sisteminin məxsusi rəqsi tezliyindən uzaq ol-

duqda (məsələn,  $\frac{\Omega_1}{\omega_0} \in [0 \dots 0,6] \cup [2 \dots 10]$ ), temperatur dəyişmələri çox kiçik olur və elastiki element üçün təhlükə yaratmır (şək. 35).

Şəkil 36-da nisbi dempferləmə əmsalının  $\psi$  müxtəlif qiymətləri üçün muftanın elastiki elementinin temperatur dəyişməsinin hərəkətverici momentin rəqsi tezliyindən asılılıq diaqramları təsvir olunmuşdur. Göründüyü kimi muftanın dempferləmə qabiliyyətinin artması ilə yüksək temperaturlar hərəkətverici momentin rəqsi tezliyinin daha geniş diapazonunda müşahidə olunur. Nəzəri olaraq sistemin daimi olaraq rezonans rəqslərində işləməsi zamanı belə yüksək temperaturlar yarana bilər.



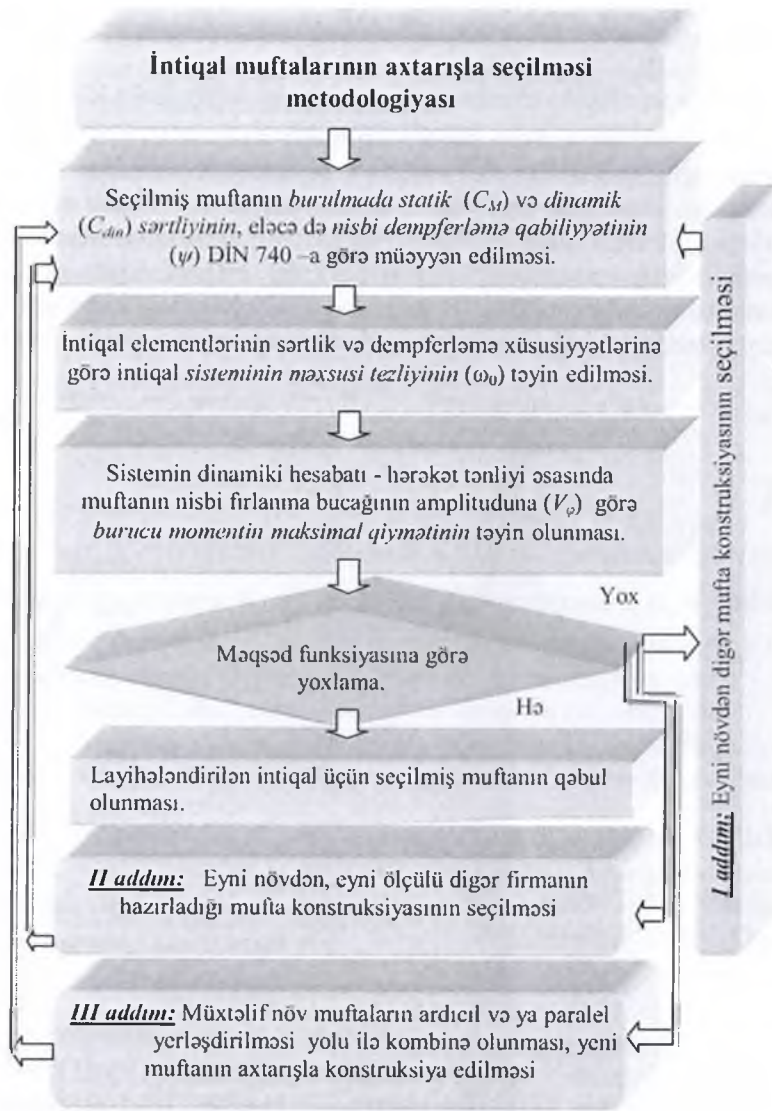
Şək. 35. Muftanın elastiki elementinin temperatur dəyişməsinin hərəkətverici momentin rəqsi tezliyindən asılılıq diaqramları



Şək. 36. Nisbi dempferləmə əmsalının  $\psi$  müxtəlif qiymətləri üçün elastiki elementin temperatur dəyişməsinin hərəkətverici momentin rəqsi tezliyindən asılılığı

VI fəsil maşınların intiqallarındakı dinamiki proseslərin yaxşılaşdırılması məqsədi ilə intiqal muftalarının sistemli seçilməsi məsələlərinə həsr olunmuşdur. Mexaniki muftaların dinamiki xüsusiyyətlərinə görə təsnifatı aparılmışdır. Göstərilmişdir ki, muftaların düzgün seçilməsi üçün kataloqlarda onların burulmada sərtliyi və nisbi dempferləmə əmsalı kimi xarakteristikalarının verilməsi vacibdir.

Bu fəsildə intiqalın dinamiki və konstruktiv xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla muftaların seçilməsi metodologiyası sxematik olaraq təsvir olunmuşdur (şək. 37).



Şək. 37. Intiqal muftalarının axtarıyla seçilməsinə və konstruksiya edilməsinə sistemli yanaşma metodologiyası

Təsvir olunan sxemə uyğun olaraq ardıcıl olaraq üç addımla mufta seçimi aparılır. Əgər seçilmiş mufta maşın intiqalı üçün verilmiş tələbləri ödəyirsə, onda məsələ həll olunmuş sayılır. Əgər mufta verilmiş

tələbləri ödəmirsə, onda enerji itkilərini xarakterizə edən histerezis ayrı-lərinin iterasiyasına görə digər firmanın eyni ölçülü muftasını seçməklə dinamik hesabata yenidən aparılır. Əgər verilmiş şərtlər yenə də ödə-nirsə, onda digər mufta növü seçilir. Əgər mövcud mufta konstruksiya-larından heç biri tələb olunan şərtləri ödəmirsə, onda müxtəlif konstruk-siyalı muftaların ardıcıl və ya paralel yerləşdirilməsi yolu ilə kombinə olunmuş muftalardan istifadə edilə bilər.

Bu fəsilə həmçinin muftaların konstruksiya olunması, quraşdı-rılmasının asan olması, eləcə də onların intiqal zəncirində yerləşdirilməsi üçün tövsiyələr verilmişdir. Daha sonra intiqalın dayanıqlı işləməsi şərti müəyyən olunmuşdur.

Aparılmış tədqiqatların nəticəsi olaraq maşın intiqalının ümu-miləşmiş dinamik modeli yaradılaraq dörd diferensial tənlikdən ibarət tərtib olunmuş sistem bir matris tənliyinə gətirilmişdir:

$$\begin{bmatrix} \bar{J}_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0^{(J_{\omega_1})} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0^{(J_{\omega_2})} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{J}_2 \end{bmatrix} \ddot{\bar{\varphi}} + \begin{bmatrix} d_1 & -d_1 & 0 & 0 \\ d_1 & (-d_1 - d_M) & d_M & 0 \\ 0 & d_M & (-d_M - d_2) & d_2 \\ 0 & 0 & -d_2 & d_2 \end{bmatrix} \dot{\bar{\varphi}} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 & 0 \\ C_1 & (-C_1 - C_M) & C_M & 0 \\ 0 & C_M & (-C_M - C_2) & C_2 \\ 0 & 0 & -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \bar{\varphi} = \begin{bmatrix} M_1 \\ 0 \\ 0 \\ M_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\bar{\varphi} = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_{M1} \\ \varphi_{M2} \\ \varphi_2 \end{pmatrix} = (\varphi_1, \varphi_{M1}, \varphi_{M2}, \varphi_2)^T \quad (16)$$

Burada  $M_1$  və  $M_2$  – uyğun olaraq maşının hərəkətverici və işçi orqandakı müqavimət momentidir, Nm; digər parametrlər (11) ifadəsinə uyğundur.

Matris tənliyinin analitik həlli mümkün olmadığı üçün informa-siya texnologiyalarının köməyi ilə ədədi həll edilir. Bu həllə görə nisbi burulma bucağının maksimal qiyməti təyin edilir:  $\varphi_{max} = \varphi_1 - \varphi_2$ . Bu bu-cağın ikinci tərtib törəməsinə görə burucu momentin böyüməsi əmsalı ( $V$ ) və maksimal burucu moment təyin edilir:

$$M_{Mmax} = \pm M_{1max} \frac{J}{1+f} V \quad (17)$$

Maşın intiqalının uzununa həndəsi ölçüləri nisbətini  $\bar{l}$ , aparıcı və aparılan qollardakı ətalət momentləri nisbətini  $\bar{J}$ , muftanın nisbi dempferləmə əmsalını  $\psi$  və həyəcanlandırıcı yükün rəqsi tezliyinin sistemin məxsusi tezliyinə nisbətini  $\bar{\omega}$  geniş diapazonda variasiya etməklə muftanın seçilməsinin ümumiləşmiş alqoritmi qurulmuşdur. Seçim üçün məqsəd funksiyası olaraq  $M_{Mmax} \Rightarrow \min$  şərtini ödəyən nisbi dempferləmə əmsalının  $\psi$  qiyməti tapılmışdır. Bunun üçün  $V \leq 1$  şərti ödənilməlidir. Muftanın seçilməsi üçün digər şərt olaraq muftanın elastiki elementinin temperatur artımının  $\Delta \theta \leq 20^{\circ} \text{C}$  şərtini ödəməsi üçün nisbi dempferləmə əmsalının qiyməti təyin edilmişdir. Hər iki şərti ödəyən nisbi dempferləmə əmsalına görə alqoritmın ilkin verilənlər cədvəlindən mufta seçilir.

#### Əsas nəticələr və tövsiyələr:

1. Muftaların mövcud üsullarla seçilməsinin əsas çatışmazlıqları göstərilməklə yanaşı, keyfiyyət göstəriciləri əvvəlcədən proqnoz olunan maşın intiqalı almaq üçün muftaların seçilməsinə sistemli yanaşma üsulu işlənmişdir.
2. Maşınların intiqallarının işinə təsir edən əsas amillər sistemləşdirilmiş, yaranan rəqsi hərəkətlərin analizi aparılmış, intiqaldakı rəqsi hərəkətlərin əsas mənbəyi olan maşının hərəkətverici orqanından ötürülən burucu momentin zamandan asılı olaraq dəyişməsinin sinus qanununa yaxın olması göstərilmişdir.
3. Muftaların konstruktiv quruluşu nəzərə alınmaqla onların ümumiləşmiş hesabat sxemləri tərtib olunmuşdur. Birləşdirilən valların quraşdırılma xətaləri və intiqal elementlərinin əsnəkliyi nəzərə alınmaqla muftalara təsir edən əlavə eninə qüvvələr qiymətləndirilmişdir. Bu qüvvələrin valların quraşdırılma xətalərindən asılılığının xətti qanuna tabe olması göstərilmişdir. Əlavə eninə qüvvələri azaltmaq üçün intiqal elementlərinin radial əsnəkliyinin artırılması və radial xəta ilə sistemdəki kinematik ara boşluğu fərqi azaldılması əsaslandırılmışdır.
4. Kompensəedic dişli muftalarda yaranan əlavə eninə qüvvələrin və əyici momentin əsasən fırlanma zamanı kontaktda olan dişlərin birbirinə nəzərən yerdəyişməsi nəticəsində yarandığı göstərilmişdir. Bu yerdəyişmələrin və əlavə qüvvələrin fırlanma bucağından asılılığının sinus qanununa tabe olması müəyyən edilmişdir.

5. Elastiki torşəkilli muftanın rezin elementinin dartılmada və burulmada sərtliyini nəzərə almaqla valların quraşdırılma xətaləri və burucu moment təsirindən muftaya təsir edən əlavə reaksiya qüvvələri təyin edilmişdir. Muftaya təsir edən eninə qüvvələrin və əyici momentin valların quraşdırılma xətalərindən asılılığının xətti, fırlanma bucağından asılılığının isə sinus qanununa tabe olduğu müəyyən edilmişdir.
6. Klassik modellərdən fərqli olaraq intiqal sistemi elementlərinin burulmada sərtliyinin və dempferləmə qabiliyyətinin muftaya təsir edən burucu momentin böyümə əmsalına təsiri araşdırılmış, burucu momentin maksimal qiymətinin muftanın nisbi dempferləmə əmsalından, həyəcanlandırıcı rəqslər tezliyindən və intiqalın aparıcı və aparılan qollarındakı ətalət momentləri nisbətindən asılılığı göstərilmiş, qorxulu rezonans zonaları müəyyən edilmişdir.
7. Mexaniki muftalardakı ara boşluqların intiqalın dinamik xüsusiyyətlərinə təsirini qiymətləndirmək üçün riyazi model qurulmuşdur. Ara boşluğunun artması ilə intiqaldakı rəqslərin amplitudunun artması, hərəkətverici momentin rəqslər tezliyinin artması ilə muftadakı ara boşluğunun intiqalın dinamikasına təsirinin azalması analitik üsulla isbat edilmişdir.
8. İntiqal sisteminin məcburi rəqslər tezliyinin intiqal muftasının burulmadakı sərtliyinə təsiri elastiki oymaqlı-barmaqlı muftanın misalında analitik üsulla araşdırılmışdır. Burucu momentin rəqsi tezliyinin (aşağı qiymətlərdə) artması ilə muftanın burulmada dinamik sərtliyinin azalması, rezonans zonasından sonra bu asılılıqda kəskin sıçrayışlar baş verməsi müəyyən olunmuşdur. Muftanın dinamik sərtliyi səbəbindən intiqal sistemində ikinci rezonans zonasının ola bilməsi aşkar edilmiş və bu halın layihələndirmə zamanı nəzərə alınması vacibliyi göstərilmişdir.
9. Maşın intiqalının konstruktiv və dinamik xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla sistemin 4 tənlikdən ibarət hərəkət tənlikləri tərtib olunmuş və onun analitik həlli olmadığından kompüter modelləşdirilməsi üsulu ilə (Matlab Proqramından istifadə etməklə) simulyasiya olunmuşdur. Birinci zərbə momentinin qiymətinin yarımuftaların fırlanma tezlikləri fərqi və onun heç də həmişə muftanın ötürdüyü maksimal moment olmadığı müəyyən edilmişdir. Müəyyən hallarda sistemdəki ara boşluqlarının intiqaldakı güclü rəqsi hərəkətlərin izolyatoru funksiyasını yerinə yetirə bilməsi əsaslandırılmışdır.

10. Simulyasiyaların nəticələri əsasında muftaya düşən zərbə momentinin muftanın nisbi dempferləmə qabiliyyəti, intiqalın aparıcı və aparılan qollarındaki ətalət momentləri nisbəti, hərəkətverici momentin həyəcanlanma tezliyi, maşının işçi orqanının müqavimət momenti, sistemdəki ara boşluqları, birləşdirilən valların burulmadakı sərtliyi və digər amillərin birgə funksiyası olduğu müəyyən edilmişdir.
11. İntiqal sisteminin həyəcanlandırıcı rəqslər tezliyinin və muftanın dempferləmə qabiliyyətinin onun elastiki elementinin işçi temperaturuna təsiri istilik mübadiləsinin tarazlığı şərtinə görə nəzəri tədqiq edilmiş və ədədi eksperimentlə qiymətləndirilmişdir. Muftanın elastiki elementi üçün qorxulu temperaturlar yarada biləcəyi sərhəd şərtləri müəyyən edilmişdir.
12. Mexaniki muftaların dinamik xüsusiyyətlərinə görə təsnifatı aparılmışdır. Muftaların düzgün seçilməsi üçün kataloqlarda onların burulmada sərtliyinin və nisbi dempferləmə qabiliyyətinin göstərilməsi vacibliyi əsaslandırılmışdır.
13. Maşın intiqalının dayanıqlı işləməsi şərtləri müəyyən edilmiş, bunun üçün maşının işi zamanı həmişə hərəkətverici momentin fırlanma tezliyinə görə törəməsinin müqavimət momentinin fırlanma tezliyinə görə törəməsindən kiçik olması vacibliyi göstərilmişdir.
14. Muftaların konstruksiya olunması, intiqal zəncirində optimal yerləşdirilməsi, muftaların artıq yüklənməsinə təsir edən amillərin azaldılması, onların sökülüb-yığılmasının asanlaşdırılması üçün tövsiyələr verilmişdir. İntiqalın işi zamanı rezonans halından qaçılması üçün intiqal sisteminin məxsusi tezliyinin konstruktiv üsullarla dəyişdirərək qeyri-xətti sistem yaradılması vacibliyi vurğulanmışdır.
15. Maşın intiqalının konstruktiv və dinamik xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla muftalarının seçilməsinə sistemli yanaşma metodologiyasının nəzəri əsasları işlənmiş və layihəçi mühəndis-konstruktorların işini yüngülləşdirmək üçün ümumiləşmiş alqoritm tərtib edilmişdir.

**Dissertasiya işinin əsas müddəaları dərc olunmuş aşağıdakı elmi əsərlərdə əks etdirilmişdir:**

1. Xəlilov İ.Ə.: İntiqal muftalarının seçilməsinin nəzəri əsasları. Monoqrafiya. –Bakı, Elm, 2011. – 302s., il.
2. Xəlilov İ.Ə.: Maşınların etibarlılığı. Dərs vəsaiti–Bakı: AzTU, 2009.– 189s.
3. Xəlilov İ.Ə.: Maşınların yaradılmasının texniki əsasları. Dərs vəsaiti. Bakı: Çarşıoğlu, 2002. -176s., il.

4. Xəlilov İ.Ə. Dişli mufta işləməsinin həndəsi və kinematik tədqiqinin bəzi cəhətləri. //Elmi əsər. toplusu. AzTU, Bakı, 2006, №2, S.8-11.
5. Xəlilov İ.Ə., Yəhyayev C.D: İntiqal vallarının yerləşmə xətalari nəticəsində yaranan əlavə reaksiya qüvvələrinin qiymətləndirilməsi metodikasi. Elmi əsərlər toplusu, AzTU, Bakı, 2007, №4, S.47-49.
6. Xəlilov İ.Ə.: Maşın intiqalının dinamik və konstruktiv xüsusiyyətlərini nəzərə almaqla elastiki muftaların seçilməsi metodologiyasının işlənməsi // Azərbaycan Mühəndislik Akademiyasının Xəbərləri, Bakı, 2011, Cild 3 №4, S. 47-57.
7. Xəlilov İ.Ə. Maşın intiqallarının dayanıqlı işləməsinə təsir edən amillərin tədqiqi. //Mexanika, maşın-ma. Bakı, 2010, №2, S.74-81.
8. Xəlilov İ.Ə. Mexaniki intiqal muftalarının sistemli seçilməsi üçün ümumiləşmiş alqoritm tərtibi. //Elmi əsərlər toplusu, AzTU, Bakı, 2010, №4, S.39-42.
9. Xəlilov İ.Ə. Valların qeyri-tuşoxluluqlarından muftalara təsir edən əlavə reaksiya qüvvələrinin tədqiqi. //Mexanika, maşınqayırma. Bakı, 2006, №1, S.51-53.
10. Çələbi İ.Q., Xəlilov İ.Ə. Metropoliten eskalatorlarının baş intiqalının uzunömürlülüyünün artırılması // Təhsildə və elmdə innovasiya texnologiyaları / Azərbaycan Texniki Universitetinin 60 illik yubileyinə həsr olunmuş Respublika elmi-praktiki konfransının materialları. AzTU, Bakı, 2010, S. 568-570.
11. Halilov I.A.: Millerin gayrı-ortakeksenselliklərinin kaplinlərin ilavə yüklənməsinə etkisinin ihtimalla hesablanması. // 7. Ulus.Makina Tas. ve İmalat Kongresi, 11-13 Eylül 1996, ODTÜ, Ankara, S. 155-164.
12. Khalilov I.A.: Mekanik kavramlarda ara boşluqların iletimin dinamik özelliklerine etkisini araştırmak için matematiksel modelin yapılması.//14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu – UMTS2009, 2-4 Temmuz 2009, ODTÜ Kuzey Kıbrıs Kampusu, S. 421-426.
13. Абдуллаев А.И., Халилов И. А.: Многопараметрическая модель системного вероятностного расчета приводных муфт. // Юб. Конференция АзТУ, Сбор. науч. труд., II, Баку, 2001, С.147-151.
14. Абдуллаев А.И., Халилов И. А.: Оценка дополнительной поперечной нагрузки на муфты приводов нефтепромыслового оборудования. // Науч.-тех. конф. по динам. и проч. нефтепромыс. оборудования. Тез. докл., Баку, 1989, С. 37-38.

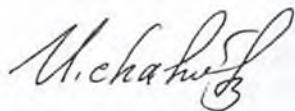
15. Абдуллаев А.И., Халилов И.А.: Разработка алгоритма вероятностного расчета и автоматизированного проектирования зубчатых муфт. //Изв-я ВУЗов: Нефть и газ, 1997, №1, С.84-87. Баки
16. Абдуллаев А.И., Халилов И. А. Расчет на прочность сопряжений полумуфт с валом. // Изв. Академии Наук Азерб. XVIII, Баку, 1998, №4-5, С.187-194.
17. Абдуллаев А.И., Халилов И.А.: Системный вероятностный расчет фланцевых муфт//Из. ВУЗов СССР: Нефть и газ, 1990, №1, С.74-79.
18. Абдуллаев А.И., Халилов И. А., Мустафаев В.: Новое конструктивное решение установки для доводки деталей машин и оценка целесообразности применения ее в производстве // Сов. проблемы машиностроения и приборостроения / Доклады Междунар. Науч.-техн. конф. АзТУ, Баку, 2005, Т1, С.218-222.
19. Гусейнов А.С., Халилов И.А., Мусаев Ю.А. Гусейнов А. Оценка влияния концентратора напряжений на надежность валопроводов редукторов, коробок скоростей и подач //Теор. и прик. механика, Баку, 2009, №2, С. 103-108.
20. Гусейнов А.С., Халилов И.А., Мусаев Ю.А. Юсубов Ш. Вероятностная оценка надежности вала главного барабана чесальной машины марки ЧМ-450//Сб. н. Тр. АзТУ, Баку, 2007, №4, С.39-41.
21. Гусейнов А.С., Халилов И.А., Юсубов Ш. Влияние скоростного режима машины на ее эксплуатационную надежность //Механика, Машиностроение, Баку, 2007, №2, С.35-37.
22. Гусейнов А.С., Халилов И.А., Мусаев Ю.А. Метод повышения эксплуатационной надежности мотального механизма //Сб. научн. Трудов АзТУ, Баку, 2007, №2, С.11-13.
23. Халилов И. А. Вероятностный метод расчета фланцевых соединений // VII. Респ. Науч. Конф. аспирантов ВУЗов Азербайджана: Тез. докл., АзПИ, II, Баку, 1984, С.37.
24. Халилов И.А. Влияния жесткости и демпфирующей способности элементов приводной системы на коэффициент возрастания нагрузки муфты // Техника машиностроения. М.: 2010, №1, с.19-27.
25. Халилов И. А. Влияние податливости системы «вал-опорамуфта» на несущую способность муфты. //Сбор. науч. труд. АзТУ, Проект. функ. мех-ов робот. систем, В, 1991, С.102-108.

26. Халилов И. А. Исследование влияния зазора в муфтах на динамические свойства приводов машин //Вестник машиностроения, 2010, № 3, С. 10-13.
27. Халилов И. А. Исследования динамических свойств геометрически замкнутых механических муфт.//Техника машиностроения. М.: 2009, №2, С. 25-31.
28. Халилов И. А. Исследование изменения температуры упругих элементов муфт в результате демпфирования. // Вестник машиностроения, 2012, № 4, С. 26-30.
29. Халилов И. А. Оптимизация длины зуба зубчатых муфт. //Науч.-тех. конф. АзТУ. Тез. докл., Баку, 1991, 1с.
30. Халилов И. А. Оптимизация длины ступицы муфт //Сб. науч. тр. АзПИ, исс-я, расч. и проект. исп. мех-ов., В, Баку, 1987, С.85-91.
31. Халилов И. А. Оценка дополнительной нагрузки на соединительные муфты, вызванная податливостью элементов привода и несоосностью соединяемых валов//Техника машиностроения. М.: 2011, №2, с. 48-53.
32. Халилов И. А. Системный вероятностный расчет муфт МУВП. //IX Респ. Науч. Кон. Асп-ов ВУЗов Азерб: Тез. докл., АзПИ, I, Баку, 1986, С.121-123.
33. Халилов И. А. Совершенствование болтовых фланцевых соединений. //VIII Респ. Науч. Кон. Асп-ов ВУЗов Азерб: Тез. докл., АзСИ, III, Баку, 1985, С.241.
34. Халилов И. А. Расчет односрезных болтовых соединений в вероятностном аспекте.//Сбор.науч.труд. АзПИ, исследования, расч. и проект. исп. мех-ов., В, Баку, 1986, С. 92-98.
35. Халилов И. А. Радиальная податливость зубчатых муфт. //Сбор. науч. труд. АзПИ, исследования, расч. и проект. исп. мех-ов., В, Баку, 1989, С. 84-88.
36. Халилов И.А, Газиев И. Муфта с упругой восьмигранной звездочкой. //Сб. науч. тр. по мех-ке, АЗИМУ, 1995, №5, С.179-181.
37. Халилов И. А., Наджафов А.М. Вероятностная оценка расчетных нагрузок, действующих на жесткие муфты. //Сбор. науч. труд. по механике, АЗИМУ, 1995, №5, С.167-170.
38. Халилов И. А. Юсубов Ш. , Гусейнов А.С. Вероятностная оценка усталостной долговечности валопроводов. //Механика, Машиностроение, Баку, 2008, №2, С.33-36.
39. Khalilov I.A.: Dynamic model building for the optimization of mechanical properties of elastic couplings. //International Symposium on

Engineering and Architectural Sciences of Balkan, Caucasus and Turkic Republics, Suleyman Demirel University, Oktober 22-24, 2009 Isparta, Turkey, pp.78- 82.

40. Khalilov I. A.: Influence of the Gap in Clutches on the Dynamic Properties of Drives. ISSN 1068\_798X, Russian Engineering Research, 2010, Vol. 30, No. 3, pp. 206–212.  
<http://www.springerlink.com/content/h834q355xx119u46>
41. Khalilov I. A.: Temperature Variation of Elastic Elements in Clutches on Damping. ISSN 1068\_798X, Russian Engineering Research, 2012, Vol. 32, No. 4, pp. 322–325.  
<http://www.springerlink.com/content/120689>
42. Khalilov I. A. Untersuchung der dynamischen Übertragungseigenschaften von Zweimassenschwungrädern //Wissenschaftliches Seminar des Inst. „MKL“, Universität Karlsruhe (TH), 2003, 16S.
43. Khalilov I. A.: Ausarbeitung der Grundlagen für die Systemauswahl von Antriebskupplungen unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Gesamtantriebsstranges//Wissenschaftliches Seminar des Inst. „IPEK“, Universität Karlsruhe (TH), 2009, 29S.
44. Khalilov I. A.: The influence of the vibration frequency on the torsion stiffness of the driving coupling. //Intern. Symposium of Mechanism and Machine Science, AzCIFTtoMM 2010– Izmir Institute of Technology, 5-8 October 2010, Izmir, Turkey, pp. 419-424.

*Çap olunmuş elmi işlərdə iddiaçının şəxsi iştirakı:* 1-4, 6-9, 11, 12, 23-35, 39-44 sayılı işlər müəllif tərəfindən müstəqil yerinə yetirilmişdir. 5, 10, 13-17, 36-38 sayılı işlərdə iddiaçı məsələnin qoyuluşunu, nəzəri araşdırmaları və hesablamaları yerinə yetirmişdir. 18-22 sayılı işlər müəlliflər tərəfindən bərabər işlənmişdir.



ХАЛИЛОВ ИСА АЛИ ОГЛЫ

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ВЫБОРА МУФТ С  
УЧЕТОМ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА ПРИВОДОВ МАШИН

РЕЗЮМЕ

Диссертационная работа посвящается разработке методологии выбора соединительных муфт с учетом динамических и конструктивных особенностей приводов машин. Целью работы является разработка научных основ для выбора приводных муфт с учетом жесткостных и демпфирующих характеристик элементов приводной цепи при кручении, моментов инерции вращающихся масс в ведущей и ведомой ветвях привода, несоосностей соединяемых валов, частоты вынужденных колебаний системы, характера момента сопротивления рабочего органа машины, кинематических зазоров в приводной системе и т.д.

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, основных выводов, списка использованной литературы и приложений, отражена в совокупности с иллюстрациями в 350 страницах машинописного текста.

Анализирована постановка задачи, проведен литературный анализ существующих исследований. Указано, что на работу приводов машин влияют многочисленные факторы, при этом качество их работы во многом зависит от правильного выбора соединительных муфт. Указаны основные недостатки существующих методов и предложена новая модель системного подхода выбора муфт.

Исследованы дополнительные нагрузки на муфты из-за несоосности соединяемых валов и их влияние на динамические свойства приводов.

Оценено влияние жесткостных и демпфирующих свойств приводных элементов на коэффициент возрастания крутящего момента, передаваемого муфтой. Полученные результаты сравнены с результатами, полученными из классических моделей. Исследовано влияние кинематических зазоров механических муфт на динамические свойства приводов машин на примере кулачковых муфт. Также исследовано влияние частоты возмущений нагрузки на крутильную жесткость упругой муфты.

Составлены динамические модели и уравнения движения приводов машин с учетом основных влияющих конструктивных и динамических факторов. На основе полученных уравнений движения проведены симуляции с использованием программного обеспечения Matlab. По результатам симуляции изучена зависимость максимального момента на муфту от различных влияющих факторов.

Исследованы также факторы, влияющие на температуру упругого элемента компенсирующей муфты в результате демпфирования.

В результате проведенных исследований создана методология и обобщенный алгоритм для выбора приводных муфт.

*THE WORKING OUT OF THEORETICAL BASES OF A CHOICE OF COUPLINGS  
TAKING INTO ACCOUNT THE SYSTEM ANALYSIS OF MACHINE DRIVES.*

**RESUME.**

Dissertational work is devoted to the working out of methodology of a choice of connecting couplings taking into account dynamic and design features of drives of machines.

The purpose of the work is working out of scientific basis for a choice of driving couplings taking into account the hardness and damping characteristics of elements of a driving chain at torsion, the inertia moments of gyrating mass in a driving and driven branches of a drive, misalignment of connected shafts, frequency of forced vibrations of a system, character of the moment of resistance of working body of the machine, kinematic clearances in driving system etc.

The dissertation work consists of the introduction, six chapters, the basic conclusions, the list of the reference literature and appendices, is reflected in aggregate with illustration in 350 pages of the typewritten text.

The problem definition and literary analysis of existing researches have been carried out. It is specified, that work of driving of machines is influenced by numerous factors, thus quality of their work in many respects depends on a correct choice of connecting couplings. The basic limitations of existing methods are specified and the new model of the system approach of a choice coupling is offered.

Additional loading on coupling because of the misalignment of connected shafts and their influence on dynamic properties of driving of machines on an example of gear – type and elastic toroidal couplings are investigated.

Influence of rigidity and damping properties of the driving elements on factor of increase of the torque transferred by coupling is estimated. The received results are compared to the results received from classical models. Influence of kinematic backlashes of the mechanical couplings on dynamic properties of driving of machine on an example jaw couplings is investigated. It is also investigated the influence of frequency of disturbing loading on torsion rigidity of the elastic coupling.

Dynamic models and the equations of motion of driving of machines taking into account the basic influencing constructive and dynamic factors are made. On the basis of the received equations of motion which have no analytical solution, simulations with the use of software Matlab are carried out.

By result of simulation dependence of the maximum moment on coupling from different influencing factors is studied.

The factors influencing on the temperature of an elastic element of the flexible coupling as a result of damping are also investigated. As a result of the carried out researches the methodology and the generalized algorithm for a choice of driving couplings have been created.

---

Kağız formatı 60x84 1/16. Yüksək keyfiyyətli kağız  
Sifariş № 123 Tiraj 100 əd.

---

*“Politex” MMC-nin mətbəəsi*