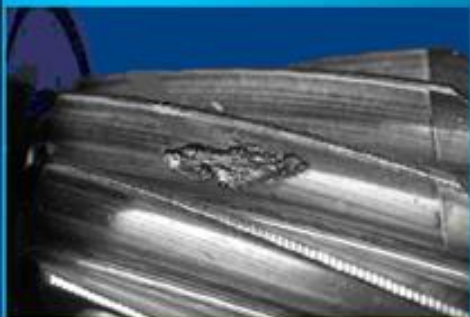


İftixar Çələbi

ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN ETİBARLIĞI



İftixar Çələbi

ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN ETİBARLIĞI

Monoqrafiya

*Azərbaycan Texniki Universitetinin
Elmi-Metodiki Şurasının
2025-ci il tarixli qərarı vəAzTU-nun
... 2025-ci il tarixlisaylı əmri
ilə təsdiq olunmuşdur*

BAKİ - 2025

Elmi redaktoru: AzTU-nun “Mexatronika” kafedrasının
professoru, t.e.d. O.Z. Əfəndiyev

Rəy verənlər: Azərbaycan Texniki Universitetinin “Xüsusi
texnologiyalar və avadanlıqlar” kafedrasının müdiri,
professor, t.e.d. Ə.G. Hüseynov

Azərbaycan Dövlət İqtisad Universitetinin
“Mühəndislik və tətbiqi elmlər” kafedrasının
professoru, t.e.d. Z.Y. Aslanov

Çələbi İ.Q. Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığı. Monoqrafiya. – Bakı,
..... nəşriyyatı, 2025, - 379 s.

Monoqrafiyada mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının sistemli analizi, etibarlılığın proqnozlaşdırılmasına imkan verən yeni statistik modellərin işlənməsi, aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların nəzərə alınması ilə etibarlılığın qiymətləndirilməsi, ötürmələrin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi və bunun əsasında onların resursunun artırılması kimi məsələlərə baxılmışdır.

Monoqrafiya tədris prosesində, elmi-tədqiqat işlərində və praktikada tətbiq oluna bilər. Kitab ötürmələr texnikası və etibarlıq sahəsində çalışan elmi-texniki işçilər, magistrantlar, doktorantlar və mühəndislər üçün faydalı ola bilər.

MÜNDƏRİCAT

Ön söz.....	6
GİRİŞ.....	8
I FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏR VƏ ONLARIN TƏSNİFATI	12
1.1. Ötürücü mexanizmlərin müasir maşın və avadanlıqlarda rolu, onların təsnifatı və konstruksiyalarına verilən əsas tələblər.....	12
1.2. Ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsi üzrə mövcud tədqiqat işləri.....	63
II FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN İMTİNA SƏBƏBLƏRİNİN MÜQAYİSƏLİ TƏHLİLİ VƏ ETİBARLIĞIN SİSTEMLİ ANALİZİNİN ƏSAS İSTİQAMƏTLƏRİ.....	77
2.1. Müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının ümumi təsnifatı.....	77
2.2. Mexaniki ötürmələrin əsas elementlərinin imtina səbəblərinin analizi.....	82
2.3. Hidravlik və pnevmatik ötürücülərin imtina səbəblərinin analizi.....	90
2.4. Elektrik ötürücülərinin və elektron qurğuların imtina səbəblərinin analizi.....	92
2.5. Ötürücü mexanizmlərin etibarlığının əsas göstəricilərinin statistik üsullarla təyini.....	94
2.6. Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığının sistemli analizinin əsas istiqamətləri.....	98
III FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN ETİBARLIĞININ PROQNOZLAŞDIRILMASI ÜSULLARI	102
3.1. Etibarlığın qiymətləndirilməsində istifadə olunan statistik modellərin analizi.....	102
3.2. Tədrici imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri.....	108
3.3. Qəfləti və tədrici imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri.....	115
3.4. Qəfləti imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri.....	130
3.5. Etibarlığın qiymətləndirilməsi üçün universal paylanma funksiyası.....	136

IV FƏSİL. LAYİHƏLƏNDİRMƏ MƏRHƏLƏSİNDƏ ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN ETİBARLIĞININ SİSTEMLİ ANALİZİ.....	155
4.1. Ötürücü mexanizmin etibarlığının imtinasızlıq meyarı üzrə qiymətləndirilməsi.....	155
4.2. Layihələndirmə mərhələsində dişli çarx ötürmələrinin etibarlığının proqnozlaşdırılması.....	158
4.3. Reduktorların gövdə-qapaq birləşdirmələrinin etibarlılıq analizi.....	171
4.4. Maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində innovativ ötürücü mexanizmlərin tətbiqi.....	180
4.5. İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun optimallaşdırılması.....	201
4.6. Qayış ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsi.....	212
4.7. Diyirlənmə yastıqlarının uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsi.....	221
V FƏSİL. DİŞLİ ÇARX ÖTÜRMƏLƏRİNİN UZUNÖMÜRLÜK GÖSTƏRİCİLƏRİNİN MÜXTƏLİF İŞGÖRMƏ QABİLİYYƏTİ KRİTERİYALARINA GÖRƏ MÜQAYİSƏLİ ANALİZİ.....	229
5.1. Dişli çarxların uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinin məqsədi.....	229
5.2. Evolvent profilli dişli çarxlarda uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi.....	235
5.3. Novikov ötürməsinin dişli çarxlarında uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi.....	249
5.4. Sonsuz vint ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi.....	254
5.5. Sonsuz vint çarxının möhkəmliyinin eksperimental sınağı.....	274
5.6. Dişli çarxın işçi profilinin qeyri-işçi profillə əvəz edilməsi üsullarının tədqiqi.....	280
VI FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN TƏMİRƏYARALILIQ MEYARI ÜZRƏ ETİBARLIĞININ QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ.....	286

6.1. Etibarlığın təmirəyararlılıq meyarı üzrə əsas göstəricilərinin qiymətləndirilməsi üsulları.....	286
6.2. Bir komponentdən ibarət ötürücü qurğunun təmirəyararlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi.....	291
6.3. Komponentləri bir-birindən asılı olmayan intiqal sisteminin təmirəyararlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi.....	293
6.4. Komponentlərinin imtinaları bir-birindən asılı olan intiqal sisteminin təmirəyararlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi.....	302
6.5. Dışli çarx reduktorunun etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması.....	312
6.6. İki və daha çox komponentdən ibarət intiqal sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması.....	323
VII FƏSİL. APARILAN TƏDQİQATLARIN TEXNİKİ-İQTİSADİ EFFEKTİVLİYİNİN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ	345
7.1. Maşın və ya qurğunun etibarlılıq dərəcəsinin iqtisadi səmərə şərtinə görə qiymətləndirilməsi.....	345
7.2. Ötürücü mexanizmlərin ehtiyat hissələrinə tələbatın təyini.....	348
7.3. Dışli çarxların uzunömürlüliyünün artırılması hesabına əldə olunan səmərənin qiymətləndirilməsi.....	352
7.4. Tırtıllı maşınların yeni təklif olunmuş ötürücü dönmə mexanizminin effektivliyinin qiymətləndirilməsi.....	354
İSTİFADƏ EDİLMİŞ ƏDƏBİYYAT SİYAHISI	359
İXTİSARLAR VƏ ŞƏRTİ İŞARƏLƏR	379

Ön söz

Müasir maşın və avadanlıqların strukturunda ən vacib elementlərdən biri enerji ötürücüləridir. Enerji ötürücülərinin əsas vəzifəsi enerji mənbəyindən enerjini işçi orqanlara ötürməkdir. Təyinatından, funksiyasından, texniki xarakteristikalarından, istismar şəraitindən və konstruktiv xüsusiyyətlərindən asılı olaraq əksər maşın və avadanlıqların işçi orqanlarının hərəkət parametrlərinin bir qədər geniş diapazonda dəyişməsi vacib olur. Enerji mənbəyindən alınan hərəkət parametrlərinin geniş diapazonda dəyişdirilməsi isə ya konstruktiv olaraq, ya da iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur. Ona görə də maşının konstruksiyasının və texniki səviyyəsinin yaxşılaşdırılmasını, enerji mənbəyi ilə işçi orqanın hərəkət parametrlərinin uyğunlaşdırılmasını təmin etmək məqsədi ilə ötürücü mexanizmlərə ehtiyac yaranır. Beləliklə, ötürücü mexanizmlər texniki sistemlərdə enerji mənbəyi ilə enerji işlədicisi arasında hərəkət ötürən əsas struktur komponentidir. Ona görə də ötürücü mexanizmlərin etibarlı və uzunömürlü olması bütövlükdə maşın və ya avadanlığın texniki səviyyəsinə ciddi təsir göstərir. Bu səbəbdən mürəkkəb strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının həm kəmiyyətə, həm də keyfiyyətə qiymətləndirilməsində innovativ metodların tətbiq olunmasına böyük zərurət vardır.

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı nəzərdən keçirilən tədqiqat işlərinin və ədəbiyyatın analizi belə bir nəticəyə gəlməyə imkan verir ki, mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının sistemli analizi, etibarlılığın proqnozlaşdırılmasına imkan verən yeni statistik modellərin işlənməsi, aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların nəzərə alınması ilə etibarlılığın qiymətləndirilməsi, ötürücü mexanizmlərin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi və bunun əsasında onların resursunun artırılması aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır. Qeyd olunanları nəzərə alaraq maşın və avadanlıqların mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsinə və yüksəldilməsinə imkan verən innovativ metodların və vasitələrin sistemli tədqiqi məsələsi təqdim olunan monoqrafiyada əsas məqsəd kimi qarşıya qoyulmuşdur.

Monoqrafiya müəllifin Azərbaycan Texniki Universitetində son illərdə yerinə yetirdiyi elmi-tədqiqat işləri əsasında tərtib olunmuşdur. Kitabda əks olunan əsas məsələlər bir sıra beynəlxalq və respublika miqyaslı konfrans, simpozium və seminarlarda məruzə ilə təqdim olunmuş, tədqiqat işinin materialları nüfuzlu elmi jurnallarda, o cümlədən “Scopus” və “Web of Science” bazasına daxil olan nəşrlərdə çap olunmuşdur.

Kitabda əks olunan materiallar tədris prosesində, elmi-tədqiqat işlərində və praktikada tətbiq oluna bilər. Monoqrafiya ötürmələr texnikası və etibarlılıq sahəsində çalışan elmi-texniki işçilər, magistrantlar, doktorantlar və mühəndislər üçün faydalı ola bilər.

Təqdim olunan monoqrafiyada mövcud olan nöqsan və çatışmazlıqlara görə təklif və iradlarınızı aşağıdakı ünvana göndərməyinizi xahiş edirik və buna görə əvvəlcədən təşəkkürümüzü bildiririk.

Ünvan: Bakı, AZ1073. Hüseyn Cavid prospekti 25, Azərbaycan Texniki Universiteti, “Mexatronika” kafedrası.

GİRİŞ

Maşın və avadanlıqların strukturunda enerjinin icraedici orqana hərəkət parametrlərinin dəyişdirilərək ötürülməsi üçün ötürücü mexanizmlərdən istifadə olunur. Enerji mənbəyi ilə maşının icraedici orqanı arasında ötürücü mexanizmin yerləşdirilməsi bir sıra mühüm məsələlərin həlli üçün vacibdir. Funksiyasından, iş şəraitindən və konstruktiv xüsusiyyətlərindən asılı olaraq müasir maşın və avadanlıqların icraedici orqanlarının hərəkət parametrlərinin (fırlanma tezliyi, sürət, fırlanma momenti və s.) geniş diapazonda dəyişməsi tələb olunur. Mühərrikin valında yaradılan hərəkət parametrlərinin belə geniş diapazonda dəyişdirilməsi isə konstruktiv olaraq və ya iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur. Ona görə də maşının konstruksiyasının və istismar keyfiyyətinin yaxşılaşdırılmasını, enerji mənbəyi ilə icraedici orqanın hərəkət parametrlərinin uzlaşdırılmasını təmin etmək üçün ötürücü mexanizmlərin istifadə olunması zəruri olur. Bir çox hallarda ötürülən hərəkətin növünün (irəliləmə, fırlanma və s.) və ya istiqamətinin dəyişdirilməsi tələb olunur. Bu məqsədlə də maşın və ya avadanlığın konstruksiyasında hər hansı bir ötürücü mexanizmin istifadə olunmasına ehtiyac yaranır.

Müasir maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində strukturuna, iş prinsipinə, imtinalarının xarakterinə və paylanma xüsusiyyətlərinə görə bir-birindən tamamilə fərqlənən mexaniki, hidravlik, pnevmatik və elektrik ötürmələrindən istifadə olunur. Son illərdə kombinə edilmiş (hibrid) ötürücü mexanizmlərin müxtəlif maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində tətbiqi artmaqdadır. Bundan başqa müasir ötürücü mexanizmlər avtomatlaşdırma səviyyəsinin yüksəldilməsi məqsədi ilə elektron idarəetmə qurğuları ilə də təchiz olunurlar. Beləliklə, müasir maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində istifadə olunan ötürücü mexanizmlər mürəkkəb mexatron struktura malikdirlər, ona görə də onların texniki səviyyəsinin və keyfiyyət göstəricilərinin yüksəldilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

Müasir maşın və avadanlıqların tərkib hissələrindən biri olan mexatron strukturlu ötürücü mexanizmlərin etibarlılığı onların keyfiyyət səviyyəsini müəyyən edən əsas göstəricilərdən biridir. Ona görə də mürəkkəb strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının həm

kəmiyyətə, həm də keyfiyyətə qiymətləndirilməsində innovativ metodların tətbiq olunmasına böyük zərurət vardır.

Hal-hazırda maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan ötürücü mexanizmlər müxtəlif komponentlərdən ibarət mürəkkəb mexatron struktura malikdirlər və onların etibarlılığı layihələndirmə, istehsal və istismar zamanı meydana gələn, əksər hallarda proqnozlaşdırıla bilməyən çoxlu sayda təsadüfi faktorlardan asılı olur. Ötürücü mexanizmlərin hər bir elementi müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarları ilə və bunlara uyğun imtinalarla xarakterizə olunur. Ona görə də ötürücü mexanizmin bütövlükdə etibarlılığının qiymətləndirilməsi və ya proqnozlaşdırılması üçün sistemli yanaşma tələb olunur. Etibarlığın hansı mərhələdə proqnozlaşdırılmasından asılı olaraq, yəni konstruksiyatmə, istehsal və ya istismar mərhələsindən asılı olaraq elmi yanaşma metodologiyasının düzgün seçilməsi mühüm əhəmiyyətə malikdir.

Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məsələsi onların kütləvi istehsalının başlandığı zamandan etibarən həmişə aktual olmuşdur və bu gün də öz aktuallığını itirməmişdir.

XX əsrin 40-50-ci illərində maşın və qurğuların, eləcə də onların əsas elementlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsində ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın metodlarından istifadə olunmağa başladı. Bu zaman baş verən imtinalar təsadüfi hadisə, imtinaya qədər olan müddət isə təsadüfi kəmiyyət kimi qəbul olunurdu. XX əsrin 60-cı illərində etibarlığın qiymətləndirilməsində eksperimental metodlardan da istifadə olunması geniş vüsət aldı. Bu metodların əsasında imtinaların baş vermə səbəblərinin araşdırılması, imtinalar haqqında məlumatların toplanması və analizi, sadə imtina modellərinin yaradılması dururdu.

Maşınların və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində istifadə olunan müasir metodları iki əsas qrupa bölmək olar. Birinci qrupa daxil olan metodlarda imtinalar növünə və nəticələrinə görə analiz edilir və etibarlığın keyfiyyətə qiymətləndirilməsi həyata keçirilir. Yəni, əldə olunan təcrübə biliklər əsasında zəif elementlər müəyyən edilir və sistem elementlərinin etibarlılığı təxmini olaraq təyin olunur. Bu metodlar əsasən maşınların layihələndirmə prosesində etibarlığın proqnozlaşdırılması məqsədi ilə tətbiq olunurlar. Bu cür metodlara “Sistem Elementlərinin Analizi” və “İmtinaların Növünün və Nəticələrinin Analizi” (ingiliscə FMEA – Failure Mode and Effects Analysis) metodlarını aid etmək olar. Bu

metodlar G. Lexnerin, B. Berçenin və s. tədqiqatçıların elmi əsərlərində geniş istifadə olunmuşdur.

Etibarlığın qiymətləndirilməsinin ikinci qrup metodlarında obyektin imtinalar intensivliyinin analizi aparılır və etibarlıq göstəricilərinin kəmiyyətə qiymətləndirilməsi həyata keçirilir. Bu metodlar ehtimal nəzəriyyəsi və riyazi statistika üsullarının tətbiqinə əsaslanır və buraya Bul məntiqi nəzəriyyəsini, İmtinalar ağacı analizini, Markov modelini, Petri şəbəkələrini aid etmək olar. Bu metodlar M. Mayerin, R. Barlounun, N.F. Xotsialovun, N.S. Streletskinin, V.V. Bolotinin, S. H. Babayevin və digər alimlərin tədqiqatlarında öz əksini tapmışdır.

Ötürücü mexanizmlərin müxtəlif işçi detallarının etibarlığının kəmiyyətə qiymətləndirilməsində “yük – yüklətmə qabiliyyəti” modelindən geniş istifadə olunur. Müxtəlif materialların yorulmaya müqavimət xarakteristikalarının nəzərə alınması əsasında sabit və dəyişən amplitudlu dövrü yükləmədə konstruksiyanın resursunun qiymətləndirilməsi A. Vöhler, V. Veybul, E. Haibax, G. Niman, H. Vinter, V. P. Koqayev, S. V. Serensen, N. A. Maxutov və digər tədqiqatçıların araşdırmalarında öz əksini tapmışdır. AzTU-nun professoru A.H. Abdullayevin tədqiqatlarında yükün və yüklətmə qabiliyyətinin normal paylanma qanununa tabe olması halında dişli çarx mexanizmlərinin etibarlığının qiymətləndirilməsi məsələsi araşdırılmışdır.

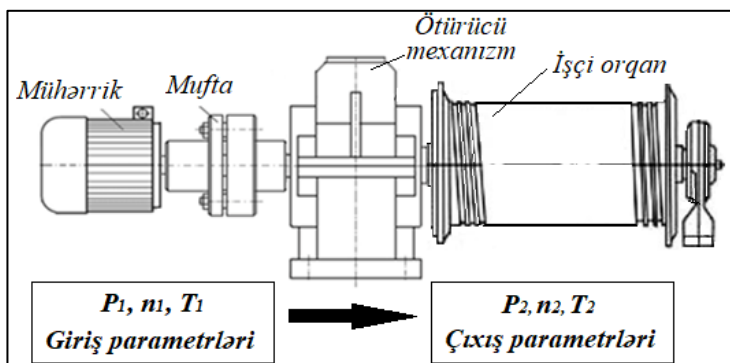
Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı nəzərdən keçirilən tədqiqat işlərinin və ədəbiyyatın analizi belə bir nəticəyə gəlməyə imkan verir ki, bu sahədə çoxlu sayda tədqiqatların aparılmasına baxmayaraq, mexatron strukturlu müasir ötürmələrin imtinalarının sistemli analizi və aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların etibarlıq göstəricilərinə təsiri kifayət qədər araşdırılmamış, ötürücü mexanizmlərin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi aparılmamışdır. Bundan başqa mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlığının proqnozlaşdırılmasında istifadə olunan mövcud statistik modellər bütün istismar dövrünə dəqiqliklə şamil oluna bilmirlər və bu məqsədlə tam istismar dövrünü əhatə edən paylanma funksiyalarının işlənməsinə zərurət vardır.

Qeyd olunanlar əsasında belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının sistemli analizi, etibarlığın proqnozlaşdırılmasına imkan verən yeni statistik modellərin işlənməsi, aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların nəzərə alınması ilə etibarlığın qiymətləndirilməsi, ötürmələrin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi və bunun əsasında onların resursunun artırılması aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır.

I FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏR VƏ ONLARIN TƏSNİFATI

1.1. Ötürücü mexanizmlərin müasir maşın və avadanlıqlarda rolu, onların təsnifatı və konstruksiyalarına verilən əsas tələblər

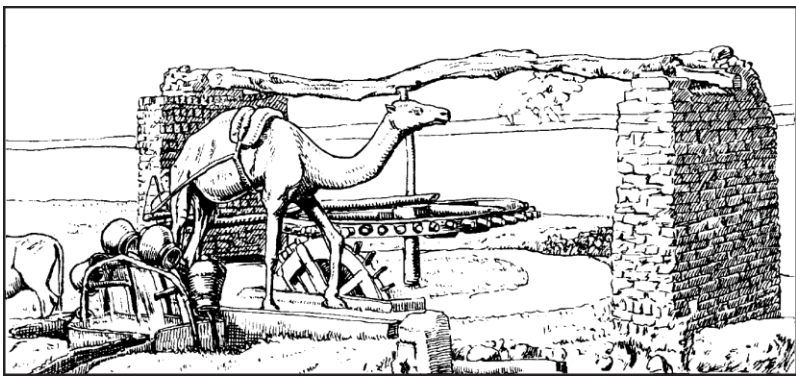
Müasir maşın və avadanlıqların konstruksiyasında enerjinin işçi orqana hərəkət parametrlərinin dəyişdirilərək ötürülməsi üçün müxtəlif ötürücü mexanizmlərdən istifadə edirlər. Enerji mənbəyi və ya çeviricisi (mühərrik, generator və s.) ilə maşının işçi orqanı arasında ötürücü mexanizmin yerləşdirilməsi (Şəkil 1.1.1) bir sıra vacib məsələlərin həlli üçün zəruri olur. Funksiyasından, iş şəraitindən və konstruktiv xüsusiyyətlərindən asılı olaraq müasir maşın və avadanlıqların işçi orqanlarının hərəkət parametrlərinin (fırlanma tezliyi, sürət, fırlanma momenti və s.) geniş diapazonda dəyişməsi tələb olunur. Mühərrik və ya generatorların valında yaradılan hərəkət parametrlərinin belə geniş diapazonda dəyişdirilməsi isə konstruktiv olaraq və ya iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur. Ona görə də maşının konstruksiyasının və istismar keyfiyyətinin yaxşılaşdırılmasını, enerji mənbəyi ilə işçi orqanın hərəkət parametrlərinin daha mükəmməl uzlaşdırılmasını təmin etmək üçün ötürücü mexanizmlərin istifadə olunması qaçılmaz olur.



Şəkil 1.1.1. Maşın və ya avadanlıqda
ötürücü mexanizmin yerləşmə sxemi

Digər tərəfdən bir çox hallarda ötürülən hərəkətin növünün (irəliləmə, fırlanma və s.) və ya istiqamətinin dəyişdirilməsi tələb olunur. Bu halda da maşın və ya avadanlığın konstruksiyasında hər hansı bir ötürücü mexanizmin istifadə olunmasına zərurət yaranır.

İnsanlar tərəfindən yaradılan qurğuların strukturunda ötürücü mexanizmlərdən istifadə olunmasının çox qədim tarixi vardır. Hələ eramızdan 2500 il əvvəl qədim Mesopotamiyada dəridən hazırlanmış qayış və ağacdən hazırlanmış qasnaqlardan ibarət olan primitiv qayış ötürmələrindən istifadə olunması arxeoloji qazıntılar nəticəsində sübut olunmuşdur [130, s. 8]. Eramızdan əvvəl I-II minilliklərdə qədim Misirdə quyulardan su çıxarmaq üçün dəvə və ya atla hərəkətə gətirilən, ağacdən hazırlanmış primitiv dişli çarx ötürmələri istifadə edilirdi (Şəkil 1.1.2).



Şəkil 1.1.2. Qədim Misirdə quyulardan su çıxarmaq üçün istifadə olunan ağacdən hazırlanan dişli çarx ötürməsi [130, s. 8]

Sonrakı əsrlərdə insanlar metaldan hazırlanan dişli çarxlardan və vintlərdən istifadə etməyi öyrəndilər. B.e.ə. 384-cü ildə qədim yunan alimi Aristotel özünün yazdığı “Mexaniki problemlər” əsərində texniki məsələlərin həllində çarx, diyircək, dişli çarx və başqa ötürücü elementlərdən istifadə edilməsini təsvir edir [16, s. 52]. Arximedın yaşadığı dövrdə isə müxtəlif əşyaların və suyun nəql edilməsində istifadə olunan vint artıq məlum idi [16, s. 52]. Eramızdan əvvəl III əsrdə İsgəndəriyyədə yaşamış ixtiraçı və alim Ktesibios su axını vasitəsi ilə hərəkətə gətirilən və dişli çarx-tamasa cütündən ibarət olan primitiv saat mexanizmi yaratmışdı [156, s. 2].

İnsanların sonrakı dövrlər ərzində yaratdığı müxtəlif qurğularda, məsələn, su və yel dəyirmanlarında müxtəlif növ ötürücü mexanizmlərdən geniş istifadə olunurdu. Orta əsrlərdə elm və texnikanın inkişaf etməsi ilə əlaqədar olaraq meydana gələn qurğularda – toxuculuq maşınlarında, çap qurğularında, sonralar isə yeni yaradılan buxar maşınlarında daha mürəkkəb ötürücü mexanizmlərdən istifadə olunmasına zərurət yarandı. XV əsrin sonları və XVI əsrin əvvəllərində Leonardo da Vinçi tərəfindən ixtira olunmuş müxtəlif qurğularda çəp dişli çarxlardan və konusvari dişli çarxlardan istifadə olunurdu [156, s. 3]. 1570-ci ildə italyan ixtiraçısı Gerolamo Kardano tərəfindən tsikloid formalı dişli çarxların təsviri verilmişdi [156, s. 6]. 1784-cü ildə ingilis ixtiraçısı Ceyms Vatt (James Watt) tərəfindən təklif olunan buxar maşınında nazımçarxdan və planetar tipli ötürmədən istifadə olunmuşdu [130, s. 9].

XVIII əsrdə Avropanın bir çox ölkələrində baş tutan sənaye inqilabı nəticəsində müxtəlif maşın və qurğularda ötürücü mexanizmlərin istifadə olunması, onların tədqiq olunması və təkmilləşdirilməsi üçün böyük zəmin yaratdı. 1754-cü ildə Leonard Eyler tərəfindən evolvent profilili dişli çarxların ilişmə qanunauyğunluğu ətraflı tədqiq olundu [130, s. 8]. Elm və texnikanın inkişafı da öz növbəsində sənayenin müxtəlif sahələrində, xüsusən də avtomobil sənayesində istifadə olunan ötürücü mexanizmlərin strukturuna təsir göstərirdi. Əvvəllər ötürücü mexanizmlər yalnız mexaniki elementlərdən təşkil olunurdusa, XX əsrdən etibarən hidravlik, pnevmatik və elektrodinamiki iş prinsipinə malik olan yeni növ ötürücülər meydana gəlməyə başladı. 1905-ci ildə alman ixtiraçısı Herman Föttinger ilk dəfə olaraq hidrodinamik moment ötürücü qurğusunu patentləşdirdi. 1925-ci ildə isə H. Riseler hidrodinamik çeviricidən və planetar ötürmədən ibarət avtomat ötürmələr qutusu təklif etdi [130, s. 24]. Elə həmin vaxtlarda Almaniya istehsal olunan avtomobillərin arxa körpüsündə daha səssiz və səlis işləməklə, daha çox moment ötürməyə imkan verən hipoid ötürmələrin tətbiqinə başlandı. 1954-cü ildə dairəvi profilə malik olan Novikov ilişməli dişli çarxlar icad olundu [1, s. 332]; [56, s. 9]; [61, s. 38]. 1982-ci ildə avtomobillərin avtomat ötürmələrinin mikroprosessorla idarə olunması, 1997-ci ildə isə Mercedes-Benz şirkəti tərəfindən aktuator, sensor və hidravlik elementlərdən ibarət mexatron strukturlu avtomat ötürmələrin tətbiqi həyata keçirildi [130, s. 22].

Yuxarıda qeyd olunanları ümumiləşdirərək belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, hal-hazırda müxtəlif maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan ötürücü mexanizmləri strukturuna və iş prinsipinə görə aşağıdakı qruplara bölmək olar: 1) mexaniki; 2) hidravlik; 3) pnevmatik; 4) elektrik (elektromaqnit) [17, s. 29], [24, s. 6;].

Bütün növ mexaniki ötürmələri iş prinsipinə görə iki qrupa bölmək olar [23, s. 48]: sürtünmə ilə ötürmələr (qayış, friksion və s.) və ilişmə ilə ötürmələr (dişli çarx, sonsuz vint, zəncir, vint-qayka və s.).

Dişli çarx ötürmələri. Dişli çarx ötürmələrini müxtəlif əlamətlərinə görə siniflərə ayırırlar: 1) aparıcı və aparılan valların oxlarının yerləşməsinə görə oxları paralel, kəsişən və çarpaz yerləşən dişli çarx ötürmələri mövcuddur; 2) dişli çarxın həndəsi formasından asılı olaraq silindrik, konusvari və tamasa tipli dişli çarxları fərqləndirirlər; 3) dişin çarx üzərində yerləşməsindən asılı olaraq düzdişli, çəpdişli, qoşadişli və dairəvi dişli çarxlardan istifadə edirlər; 4) dişin profilinin formasından asılı olaraq evolvent, dairəvi (Novikov ötürməsi) və sikloidal profilli dişli çarxlar mövcuddur [47, s. 11], [126, s. 1029]; 5) çarxın oxunun hərəkətindən asılı olaraq adi və planetar dişli çarx ötürmələrini fərqləndirirlər; 6) pillələrin sayından asılı olaraq dişli çarx ötürmələrini birpilləli və çoxpilləli ötürmələrə ayırırlar [102, s. 53]; 7) ötürmənin konstruktiv xüsusiyyətindən asılı olaraq açıq və qapalı (gövdə daxilində) ötürmələrdən istifadə olunur [49, s. 186]; 8) sürətin dəyişmə xarakterinə görə sürəti azaldan (reduktorlar) və sürəti artıran (multiplikatorlar) mövcuddur [1, s. 287], [124, s. 3].

Böyük yükləyici qabiliyyətinə, kiçik qabarit ölçülərinə, yüksək etibarlılığına və f.i.ə-na görə silindrik və konusvari dişli çarx ötürmələri müasir maşınqayırmada ən geniş tətbiq sahəsinə malik olan mexaniki ötürmə hesab olunurlar [57, s. 120]. Müasir maşın və avadanlıqların intiqallarında müxtəlif növ dişli çarx reduktorlarından istifadə edirlər. Ayrıca aqreqat formasında yerinə yetirilən və fırlanma hərəkətinin parametrlərini dəyişərək (fırlanma tezliyini azaldaraq fırlanma momentini artırmaqla) mühərrikin valından texnoloji maşının valına ötürən dişli çarx və ya sonsuz vint ötürmələrindən ibarət olan mexanizmlərə reduktorlar deyilir. İntiqalın kinematik sxemi adətən reduktordan əlavə açıq dişli çarx ötürməsindən və elastik əlaqəli ötürmələrin (qayış və ya zəncir) birindən ibarət ola bilər. İntiqalların əsas vəzifəsi aparıcı valla müqayisədə aparılan valın bucaq və ya fırlanma

sürətini azaltmaq və uyğun olaraq fırlanma momentini artırmaqdan ibarətdir.

Reduktorlar ötürmənin elementlərinin - dişli çarx, val, yastıqlar və s. yerləşdirildiyi gövdədən və onun qapağından ibarətdir. Bəzi hallarda gövdədə ilişməni və yastıqları yağlamaq və ya soyutmaq üçün qurğular yerləşdirilir. Reduktorlar aşağıdakı əlamətlərə görə təsnif olunurlar: ötürmənin tipinə görə (dişli çarx, sonsuz vint, dişli çarx-sonsuz vint); pillələrin sayına görə (bir, iki və çox); dişli çarxların tipinə görə (silindrik, konusvari, konusvari-silindrik); fəzada reduktorların valının nisbi yerləşməsinə görə (üfüqi və şaquli); kinematik sxemlərinin xüsusiyyətlərinə görə (sırası, tuşoxlu, şaxələnməmiş və s.).

Birpilləli silindirik dişli çarx reduktorları üfüqi (şəkil 1.1.3) və şaquli ola bilər. Üfüqi reduktorlardan daha çox istifadə olunurlar. Həm üfüqi, həm də şaquli reduktorlardakı dişli çarxlar düz, çəp və qoşa dişli ola bilər. Reduktorların gövdə və qapaqları çuqundan tökmə, poladdan qaynaq üsulu ilə hazırlana bilər. Kütləvi istehsalda tökmə üsulundan istifadə etmək məqsədəuyğundur. Bir pilləli silindirik dişli çarx reduktorlarının maksimum ötürmə ədədi $u_{\max}=12,5$ olur. Bu halda reduktorun hündürlüyü çox alındığından ötürmə ədədini məhdudlaşdırırlar və $U \leq 6$ qəbul etmək məsləhət görülür. Üfüqi və şaquli reduktorun seçilməsi intiqalın ümumi yığımının rahatlığından və təyinatından asılı olaraq yerinə yetirilir.



Şəkil 1.1.3. *Birpilləli üfüqi silindirik dişli çarx reduktoru*

Bir pilləli konusvari dişli çarx reduktorları (şəkil 1.1.4) hərəkəti oxları kəsişən (əsasən 90^0 bucaq altında) vallar arasında ötürmək üçün istifadə olunur. Bir pilləli konusvari düz dişli çarx reduktorlarının ötürmə

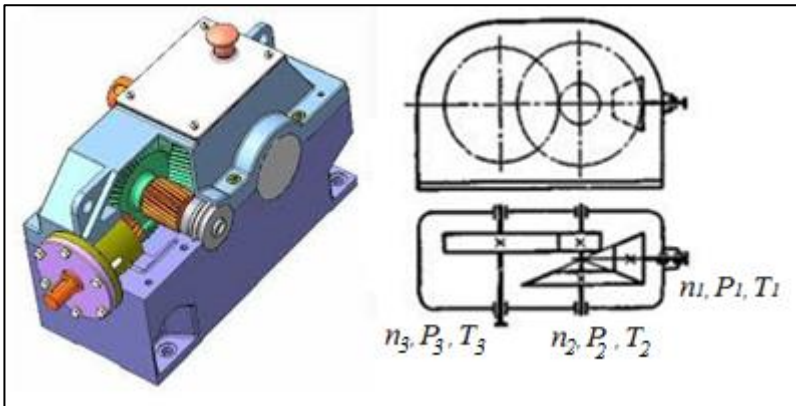
ədədini $u \leq 4$, çəp dişli olduqda $u \leq 5$, dairəvi dişli olduqda isə $u \leq 6,3$ götürmək məsləhət görülür. Konusvari reduktorlarda dişli çarxların çevrəvi sürətləri $v \leq 5$ m/s olduqda düz dişli, çevrəvi sürət böyük olduqda isə çəp və dairəvi dişli çarxlardan istifadə etmək məqsəduyğun sayılır.



Şəkil 1.1.4. Birpilləli konusvari dişli çarx reduktoru

İki pilləli silindirik dişli çarx reduktorları daha böyük ötürmə ədədi almaq üçün tətbiq olunurlar. Adətən ikipilləli silindirik dişli çarx reduktorlarında ötürmə ədədi geniş həddə ($u=6,3...63$) dəyişir. Ötürmə ədədinin pillələr arasında düzgün bölüşdürülməsindən reduktorun qabarit ölçüləri, hər pillənin yağlanma rahatlığı, gövdənin konstruksiyasının müasirliyi, ötürmənin bütün elementlərinin yığılmasının rahatlığı asılıdır.

İki pilləli konusvari-silindirik dişli çarx reduktorlarında (şəkil 1.1.5) konusvari dişli çarx ötürməsi adətən birinci pillədə yerləşdirilir və onlar düz, çəp və ya dairəvi dişli ola bilərlər.



Şəkil 1.1.5. İkipilləli konusvari-silindirik dişli çarx reduktoru

İkippilləli reduktorda silindirik ötürmənin dişli çarxları da düz və ya çəp dişli ola bilərlər. Konusvarı-silindirik dişli çarx reduktorlarının ötürmə ədədi $u=8\ldots 15$ intervalında qəbul olunur. Ötürmə ədədinin maksimum qiyməti konusvarı çarx düz dişli olduqda $u_{\max}=22$, dairəvi dişli olduqda isə $u_{\max}=34$ ola bilər.

Dişli çarxların hazırlanmasında istifadə olunan materiallar. Dişli çarxların hazırlanmasında əsasən poladlardan, çuqunlardan və plastik kütlələrdən istifadə edirlər. Bunlardan ən çox termiki emala uğradılan poladlardan istifadə olunur. Bərkliklərinə görə polad dişli çarxlar iki qrupa bölünürlər:

1) Birinci qrupa Brinell şkalası üzrə bərkliyi $HB \leq 350$ olan poladlar daxildir. Bu materiallar kiçik və orta yüklənməyə məruz qalan dişli çarx ötürmələrində daha çox tətbiq olunurlar. Bu qrupa aid olan dişli çarxları hazırlamaq üçün polad 35, 40, 45, 50, 40X, 45X, 40XH və s. kimi materiallar istifadə edilir və yaxşılaşdırılma termiki emal növünə uğradılır. Dişlərin bərabər uzunömürlüyünü təmin etmək məqsədi ilə aparan çarxın bərkliyini aparılan çarxla müqayisədə $20 \div 50$ vahid artıq götürmək məsləhət görülür.

2) İkinci qrup poladlara bərkliyi Brinell şkalası üzrə $HB > 350$ olan dişli çarx materialları aiddirlər. Dişlərin işçi səthlərinin bu cür yüksək bərkliyi onları həcmi və ya səthi tablandırma, sementitləmə, azotlaşdırma, sianlama və s. kimi termiki və ya kimyəvi-termiki emal proseslərinə uğratmaqla əldə olunur.

Tökmə poladlardan əsasən böyük diametrə malik olan ($d > 500$ mm) dişli çarxların hazırlanmasında istifadə edirlər. Tökmə poladlardan hazırlanan dişli çarxlar normallaşdırma termiki emalına uğradılır. Cədvəl 1.1.1-də dişli çarxların hazırlandığı poladların markaları və onların əsas xarakteristikaları əks olunmuşdur.

Çuqunlardan əsasən kiçik sürətlərdə çalışan açıq ötürməli dişli çarxların hazırlanmasında istifadə olunur. Əksər hallarda C418...C435 markalı çuqunlar tətbiq olunurlar. Çuqundan hazırlanan çarxların dişləri yaxşı ilişməyə girirlər, ancaq çuqundan hazırlanan dişli çarxların əyilmə möhkəmliyi az olur, ona görə də bu dişli çarxların modulunun qiymətini mümkün qədər böyük götürmək tövsiyə olunur.

Son illərdə dişli çarxların hazırlanmasında müxtəlif termoplast materiallardan da geniş istifadə olunur. Belə materiallara tekstolit, liqnofol, kaprolon və başqalarını aid etmək olar.

*Cədvəl 1.1.1. Dışli çarxların hazırlandığı
poladlar və onların əsas xarakteristikaları*

Poladın markası	Ən böyük pəstah ölçüsü	Materialın mexaniki xarakteristikaları				Termiki emalın növü
		Bərklik		Möhkəmlik həddi, N/mm ²	Axıcılıq həddi, N/mm ²	
		Səthdə	Özəkdə HRC			
Döymə pəstah (ştamplanmış və ya prokat						
40	60	192...228HB	-	700	400	Yaxşıl.
45	80	170...217HB	-	600	340	Norm.
	100	192...240HB	-	750	450	Yaxşıl.
	60	241...285HB	-	850	580	Yaxşıl.
50	80	179...228HB	-	640	350	Norm.
	80	228...255HB	-	700...800	530	Yaxşıl.
40X	100	230...260HB	-	850	550	Yaxşıl.
	60	260...280HB	-	950	700	Yaxşıl.
	60	50...59HRC	26...30	1000	800	Azotl.
45X	100	230...280HB	-	850	650	Yaxşıl.
	300	163...269HB	-	750	500	Yaxşıl.
	500	163...269HB	-	700	450	Yaxşıl.
40XH	100	230...300HB	-	850	600	Yaxşıl.
	300	>240HB	-	800	580	Yaxşıl.
	40	48...54HRC	-	1600	1400	Tabl.
35XM	100	241HB	-	900	800	Yaxşıl.
	50	269HB	-	900	800	Yaxşıl.
	40	45...53HRC	-	1600	1400	Tabl.
30XΓCA	150	235HB	-	>760	>500	Yaxşıl.
	60	270HB	-	980	880	Yaxşıl.
	40	310HB	-	1100	960	Yaxşıl.
	30	46...53HRC	-	1700-1950	1600	Tabl.
20X	60	56...63HRC	-	650	400	Semen.
12XH3A	60	56...63HRC	-	900	700	Semen.
25XΓT	-	58...63HRC	-	1150	950	Semen.
38XMA	-	57...67HRC	30...35	1050	900	Azotl.
Tökmə polad						
45Л	-	-	-	550	320	Norm.
30XНМЛ	-	-	-	700	550	Norm.
40XЛ	-	-	-	650	500	Norm.
35XMЛ	-	-	-	700	550	Norm.
Qeyd: Poladın markasında birinci rəqəmlər karbonun 0,01 %-lə miqdarını göstərir. Γ-manqanın, M-molibdenin, H-nikelin, C-silisiyunun, T-titanın, X-xromun olduğunu göstərir.						

Termoplast materiallardan az yüklənmiş itisürətli ötürmələrdə aparılan metal çarxla ilişməyə girən aparıcı çarxın hazırlanmasında daha çox istifadə olunur. Plastik kütlədən hazırlanan dişli çarxlar səlis və səssiz işləməsi ilə fərqlənirlər. Bundan başqa plastik materiallar daha asan emal olunurlar, yüngüldürlər, ucuz başa gəlirlər, elektrik və istilikdən daha yaxşı izolyasiya olunurlar və korroziyaya uğramırlar.

Plastik materialdan hazırlanan dişli çarxların əsas çatışmazlığı möhkəmliklərinin və bərkliklərinin qara metallarla müqayisədə nisbətən kiçik olmasıdır. Ona görə də termoplast dişli çarxlar çox yüklənməyən kinematik ötürmələrdə daha geniş tətbiq sahəsi tapırlar. Məsələn, cihazqayırmada, radiotexnikada, poliqrafiyada, ölçmə texnikasında, tekstil maşınlarında termoplast dişli çarxlar geniş istifadə olunurlar.

Tekstolit dişli çarxlar kifayət qədər yüksək möhkəmlilik və yeyilmə müqaviməti olan, elektrikdən izolyasiya xüsusiyyətlərinə malik tekstolit materialından hazırlanmış dişli çarxlardır. Bu tip dişli çarxlar aşağı səs səviyyəsi və yağlama zərurətinin az olması kimi üstünlüklərinə görə texnikada və sənayedə geniş istifadə olunurlar.

Kaprolon dişli çarxlar yüksək möhkəmliyə, elastikliyə və yeyilməyə qarşı davamlığa malik poliamid-6/PA6 materialından hazırlanmış dişli çarxlardır. Kaprolon, termoplastlar arasında geniş istifadə olunan bir polimerdir və metal dişli çarxlara alternativ kimi müxtəlif avadanlıqların intiqallarında tətbiq olunur.

Liqnofol dişli çarxlar – kompozit və ya plastmas əsaslı, adətən selüloza və fenol-formaldehid qatranlarının qarışığından əldə olunan liqnofol materialından hazırlanmış dişli çarxlardır. Bu tip çarxlar da tekstolit dişli çarxlar kimi müəyyən üstünlüklərə malikdirlər və müəyyən şəraitdə metallara alternativ kimi istifadə olunurlar.

Planetar ötürmələr. Planetar ötürmələr böyük ötürmə ədədinin alınmasına, yığcamlığına və müxtəlif kinematik imkanların əldə olunması kimi üstünlüklərə malikdirlər və buna görə də bir çox maşın və qurğuların ötürücü mexanizmlərində geniş istifadə olunurlar [57, s. 193], [82, s. 22], [85, s. 23].

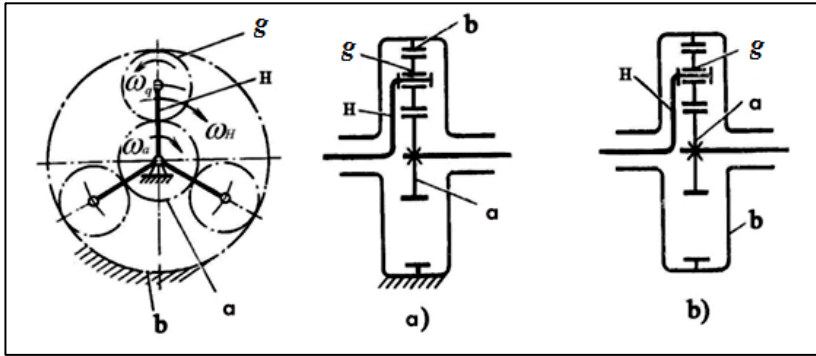
Həndəsi oxu hərəkətli olmaqla, mürəkkəb hərəkət edən dişli çarxlara malik olan ötürmə planetar ötürmə adlanır. Satellit adlanan bu dişli çarxların hərəkəti planetlərin hərəkətinə oxşardır. Hər bir planetar ötürmə bir və ya bir neçə planetar sıralardan ibarət ola bilər. Onlardan hər biri

ayrılıqda və ya digəri ilə birgə tələb olunan hərəkəti və ötürmə ədədini əldə etməyə imkan verir.

Planetar ötürmələr müxtəlif maşınların intiqallarında, sürətlər qutusunda, dönmə mexanizmlərində geniş tətbiq olunurlar. Adi dişli çarxlarla təchiz olunmuş sürət qutuları ilə müqayisədə planetar ötürməli sürət qutuları bir sıra üstünlüklərə malikdir: planetar ötürmədə vallar və dişli çarxlar satellitlər hesabına az yüklənilir; ötürmələri əyləclər və ya bloklanmış friksionlarla işə salmaq daha sadədir, az vaxt tələb edir və ötürmə ədədinin avtomatik dəyişdirilməsi nisbətən asan yerinə yetirilir; planetar ötürmələr qutusunun friksion elementləri baş friksionun işini yerinə yetirə bilirlər. Beləliklə, planetar ötürmələrin əsas üstünlükləri qabarit ölçülərinin və kütləsinin az olması, yükün satellitlər arasında bərabər paylanması, bir pillədəki ötürmə ədədinin kifayət qədər böyük olması, daxili ilişmənin tətbiqi hesabına yükləyici qabiliyyətinin yüksək olmasıdır. Planetar ötürmələrin əsas çatışmazlıqlarına isə aşağıdakıları aid etmək olar: hazırlanma və quraşdırılmasına yüksək dəqiqlik tələbinin qoyulması, ötürmə ədədi artdıqca f.i.ə-nin azalması.

Maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində birpilləli planetar ötürmələr daha geniş istifadə olunurlar (şəkil 1.1.6). Bu ötürmə minimal qabarit ölçülərə malik olub güc ötürən və köməkçi intiqallarda tətbiq olunur. Bu ötürmənin f.i.ə. $\eta=0,96...0,98$, ötürmə ədədi $u=3,15...12,5$ arasında qəbul olunur. Planetar ötürmələr bir qayda olaraq xarici dişli mərkəzi çarxdan, tərپənməz daxili dişli mərkəzi çarxdan, həm öz oxu, həm də mərkəzi ox ətrafında fırlanma hərəkətləri edən satellitlərdən və onları saxlayan gəzdiricidən ibarət olurlar. Planetar ötürmələrdə ancaq silindrik deyil, konusvari dişli çarxlardan da istifadə oluna bilər. Planetar ötürmənin dişli çarxları düz və ya çəp dişli ola bilərlər. Əgər planetar ötürmələrdəki bütün dişli çarxları və gəzdiricini hərəkətli etsək, onda differensial ötürmə alınır (şəkil 1.1.6, b). Diferensial ötürmə iki sərbəstlik dərəcəsinə malik olduğuna görə nəqliyyat maşınlarının, tekstil avadanlıqlarının, dəzgahların və digər qurğuların intiqallarında geniş tətbiq sahəsi tapırlar. Avtomobillərdə və digər nəqliyyat maşınlarında diferensial ötürmənin əsas funksiyası, təkərlərin dönmə sürətlərinin fərqli olduğu, xüsusən kəskin bucaq altında dönmələr zamanı təkərlərin düzgün işləməsini təmin etməkdən ibarətdir. Məsələn, bir avtomobil dönərkən, daxili təkər xarici təkərdən daha yavaş sürətlə dönməli olur, çünki daxili

təkər daha qısa məsafə qət edir. Diferensial ötürmə bu fərqi təmin edərək hərəkətin daha hamar və stabil olmasına kömək edir.



Şəkil 1.1.6. Planetar ötürmələr

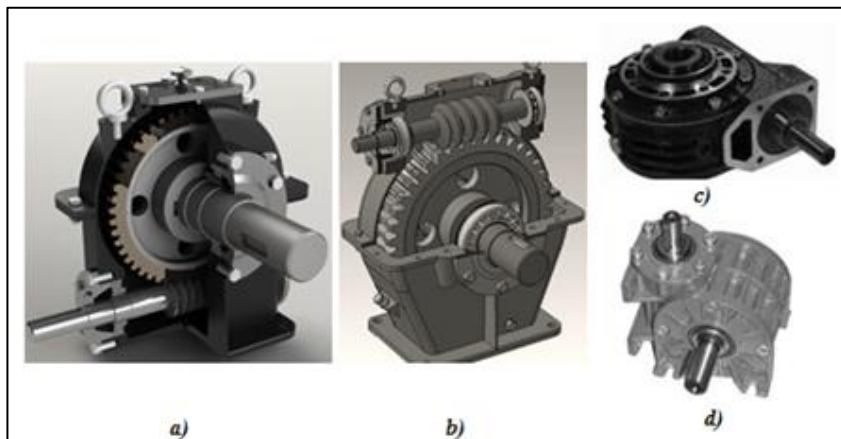
a) xarici mərkəzi çarx hərəkətsizdir; b) diferensial ötürmə

Beləliklə, planetar ötürmələrdən ötürmə ədədi sabit olan dişli çarx reduktoru kimi və eləcə də, müxtəlif elementləri növbə ilə tərpənməz etməklə ötürmə ədədi dəyişən sürətlər qutusu, həm də bütün elementlərə hərəkət verməklə, diferensial mexanizm kimi istifadə etmək olar.

Sonsuz vint ötürmələri. Sonsuz vint ötürmələri böyük ötürmə ədədinə və kiçik qabarit ölçülərə malik olması, hərəkətin səlis və səssiz ötürülməsi, öz-özüə tormozlanmaya imkan verməsi sayəsində geniş tətbiq olunurlar [47, s. 136]. Sonsuz vint reduktorlarından hərəkəti oxları fəzada çarpazlaşan vallar arasında ötürmək üçün istifadə olunur (şəkil 1.1.7). Sonsuz vint ötürməsi, üzərində trapesiya və ya ona yaxın profilli yivi olan vintdən – sonsuz vintdən və sonsuz vint çarxından ibarətdir. Əksər hallarda hərəkət sonsuz vintdən sonsuz vint çarxına ötürülür. Sonsuz vintin gövdəsini daha yaxşı əhatə etmək üçün sonsuz vint çarxının sağanağı qövşəşəkilli formaya malik dişlərə sahib olur ki, bu da ilişmə zonasında kontakt xəttinin böyüməsinə səbəb olur. Sonsuz vintin çarxa nəzərən yerləşmə vəziyyətindən asılı olaraq sonsuz vint reduktoru müxtəlif sxemli ola bilər: 1) sonsuz vint aşağıda və üfüqi vəziyyətdə ola bilər (şəkil 1.1.7, a); 2) sonsuz vint yuxarıda və üfüqi vəziyyətdə ola bilər (şəkil 1.1.7, b); 3) sonsuz vint üfüqi, sonsuz vint çarxının valı isə şaquli vəziyyətdə ola bilər (şəkil 1.1.7, c); 4) sonsuz vint şaquli, sonsuz vint

çarxının valı isə üfüqi vəziyyətdə (şəkil 1.1.7, d) ola bilər. Reduktorun sxeminin seçilməsi bütövlükdə intiqalın yığılma rahatlığı ilə şərtlənir: çevrəvi sürət $v \leq 4 \dots 6$ m/s olduqda sonsuz vinti çarxın altında, sürət böyük olduqda isə üstündə yerləşdirmək məsləhət görülür. Sonsuz vintin aşağıda yerləşdirilməsi yağın qarışdırılmasına və çilənməsinə sərf olunan itkiləri azaltmaq üçün $v \leq 5$ m/s halında tətbiq olunur. Nəzəri olaraq sonsuz vint ötürmələrinin ötürmə ədədləri çox yüksək ola bilər. Real maşın və avadanlıqlarda isə birpilləli sonsuz vint reduktorlarının ötürmə ədədi $u = 8 \dots 80$ intervalında dəyişir.

Bir çox üstünlüklərinə malik olmalarına baxmayaraq sonsuz vint ötürmələrinin aşağıdakı çatışmazlıqları da mövcuddur: 1. Sonsuz vintin vidələrinin sonsuz vint çarxının dişləri üzərində sürüşməsi nəticəsində f.i.ə. aşağı olur. 2. Sürtünmə itkiləri çoxdur (dişli çarxlara nəzərən $3 \dots 4$ dəfə). 3. İstismar xərcləri böyükdür. 4. Sonsuz vintin sonsuz vint çarxı ilə ilişmə zonasında yüksək temperatur əmələ gəlir. 5. Yeyilmə və didilməyə (qopmaya) meyllidir. 6. Sonsuz vint çarxının tacı üçün bahalı antifriksion materialların istifadə olunması zərurəti yaranır.



Şəkil 1.1.7. Sonsuz vint reduktorları

Sonsuz vint ötürmələri kiçik və orta güclərdə (100 kVt-dək) tətbiq olunurlar. Yuxarıda göstərilmiş çatışmazlıqlara görə böyük güc ötürmələrində sonsuz vint reduktorlarından istifadə etmək məqsədəuyğun deyildir. Sonsuz vint ötürmələrindən kənd təsərrüfatı maşınlarında,

yükqaldırıcı-nəqliyyat maşınlarında, trolleybuslarda və xüsusən də, yüksək kinematik dəqiqlik tələb olunduqda (məs., metalkəsən dəzgahların bölücü başlıqlarında və s.) istifadə edilir. Sonsuz vint ötürmələri bir qayda olaraq intiqalın itisürətli pilləsində (qızmanın çox yüksək olmaması üçün) yerləşdirilir.

Vidələrin yerləşdiyi səthin formasından asılı olaraq sonsuz vint ötürmələrində silindrik və ya qloboid formalı sonsuz vintlərdən istifadə edilir. Qloboid ötürmələrin f.i.ə. və yükləyici qabiliyyəti yüksək olur, lakin onlar sonsuz vintin oxboyu yerdəyişməsinə həssas olurlar.

Sonsuz vintdə vidələrin yerləşmə istiqamətindən asılı olaraq sonsuz vintlər sağ və ya sol istiqamətli vidə ilə hazırlanırlar. Girişlərin sayından asılı olaraq, sonsuz vintlər bir, iki və ya çoxgirişli ola bilərlər. Vintin yivinin profilinə görə Arximed, standart, evolvent və konvolyut sonsuz vintlər vardır. Bunların hər biri müxtəlif mexaniki emal üsulları ilə hazırlanırlar. Arximed sonsuz vintinin yivinin profili oxboyu kəsikdə bərabəryanlı trapesiya şəklində olur. Standart sonsuz vintlərin vidələrinin yan səthləri arasında bucaq $2\alpha=40^\circ$ -dir. Konvolyut sonsuz vintlərində vidələrin normal kəsiyində yivin profili trapesiya şəklində olur. Evolvent sonsuz vintlərin ox kəsiyində evolvent profil olur. Evolvent sonsuz vinti dişlər sayı sonsuz vintin girişlər sayına bərabər olan, silindrik çəpdişli çarxlara bənzərdir. Standartda müxtəlif sonsuz vintlər və onların modifikasiyalarının göstərilməsi tələb olunur. Məsələn, Arximed sonsuz vinti ZA, konvolyut sonsuz vinti ZN, evolvent sonsuz vinti ZI ilə işarə olunur.

Sonsuz vintin və sonsuz vint çarxının materialları. Ötürülən gücün qiyməti $P_1 \geq 1 \text{ Kvt}$ olduqda sonsuz vintin materialını bərkliyi Rokvel şkalası üzrə $\text{HRC} \geq 45$ olan tablanmış poladların seçilməsi məsləhət görülür. Sonsuz vint çarxının materialı isə nisbi sürüşmə sürətindən asılı olaraq seçilir. Sürüşmə sürətindən asılı olaraq sonsuz vint çarxının tövsiyə olunan materiallarını üç qrupa bölmək olar (cədvəl 1.1.2).

Nisbi sürüşmə sürəti $V_s < 2 \text{ m/san}$ olduqda sonsuz vint çarxı bütöv olaraq boz çuqundan hazırlana bilər.

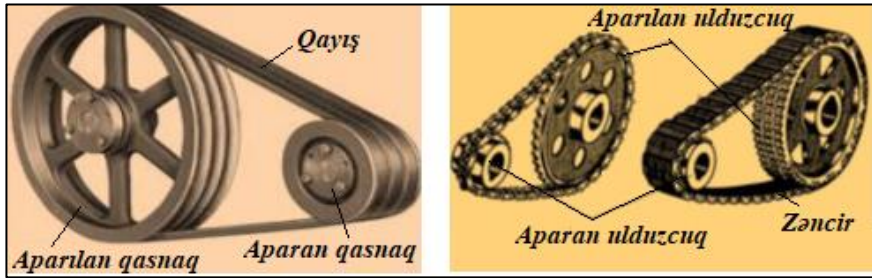
Sürüşmə sürəti $V_s = 2 \dots 5 \text{ m/san}$ olduqda sonsuz vint çarxının dişli tac hissəsi tərkibində alüminium olan tunc materiallarından (II qrup), $V_s > 5 \text{ m/san}$ olduqda isə qalaylı tunclardan (I qrup) istifadə olunması məsləhət görülür.

Cədvəl 1.1.2. Sonsuz vint çarxının materialları

Materialın markası	Materialın qrupu	Tökmə üsulu	Axıc. həddi, $\sigma_{ax.h.}$, N/mm ²	Dartıl. möhkəm. həddi $\sigma_{m.h.}$, N/mm ²	Əyilm. möhk. həddi $\sigma_{əy.}$, N/mm ²	Sürüş. sürəti v_s , m/s
БрО10Н1Ф1	1-ci	Mərkəz-dən qaçma	165	285	-	>5
Бр.О10Ф1	1-ci	Kokildə	195	245	-	>5
Бр.О10Ф1	1-ci	Torpaqda	132	215	-	>5
Бр.А9Ж3Л	2-ci	Mərkəz-dən qaçma	200	500	-	2...5
Бр.А9Ж3Л	2-ci	Kokildə	195	490	-	2...5
Бр.А9Ж3Л	2-ci	Torpaqda	195	392	-	2...5
Бр.А9Ж4	2-ci	Torpaqda	200	400	-	2...5
Çuqun CЧ-12	3-cü	Torpaqda	-	-	280	<2

Qayış ötürmələri. Mexaniki ötürmələr arasında ən qədim ötürmələrdən biri olan qayış ötürmələri öz sadəliyinə, səssiz və səlis işləməsinə, böyük məsafələrə hərəkət ötürə bilməsinə, qoruyucu funksiyasına malik olmasına görə hələ də öz əhəmiyyətini itirməmişdir. Xüsusi ilə də, dişli qayış ötürmələri həm zəncir, həm də sürtünmə ilə işləyən qayışların müsbət xüsusiyyətlərini özündə birləşdirdiyinə görə son zamanlarda maşın və avadanlıqların intiqallarında geniş istifadə olunurlar [22, s. 33]. Qayış ötürməsinin iş prinsipi hərəkətin qayışla qasnaq arasında yaranan sürtünmə qüvvəsi hesabına ötürülməsinə əsaslanmışdır (şəkil 1.1.8). Qayış ötürməsi aparan, aparılan qasnaqlardan və onları əhatə edən qayışdan ibarətdir. Qayışın en kəsiyinin formasına görə qayış ötürmələri yastı, pazvari, dairəvi, çoxpazlı, dişli qayış ötürmələrinə bölünürlər.

Qayış ötürmələri hərəkəti uzaq məsafəyə ötürmək lazım gəldikdə (15 m-dək) daha çox tətbiq olunurlar. Qayış ötürmələri ilə ötürülən güc adətən $P \leq 50$ KВт, sürət $v = 5 \dots 40$ m/s həddində ola bilər.



Şəkil 1.1.8. Qayış və zəncir ötürmələri

Qayış ötürməsinin müsbət cəhətlərinə konstruksiyasının sadə olması və ucuz başa gəlməsi, hərəkətin uzaq məsafəyə (15 metrədək) ötürülməsinin mümkünlüyü, hərəkətin səlis və səssiz ötürülməsi, elastikliyi ilə əlaqədar titrəmələri və zərbələri yumşalda bilməsi, sürüşmənin olması hesabına mexanizmi artıq yükləmələrdən qoruya bilməsi aiddir. Ötürmənin mənfi cəhətlərinə isə aparılan qasnağın qabarit ölçülərinin böyük olmasını, iti sürətli ötürmələrdə uzunömürlüliyünün az olmasını, tarımlanması ilə əlaqədar vallara və yastıqlara düşən yükün çox olmasını, elastik sürüşmənin olması ilə əlaqədar ötürmə ədədinin qeyri-sabit olmasını misal göstərmək olar.

Qayışlar üçün materiallar kifayət qədər möhkəmliyə, yeyilməyə davamlığa, elastikliyə, uzunömürlüyə və qasnaqla yaxşı ilişmə qabiliyyətinə malik olmalıdırlar. Maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan qayışlar üçün əsasən aşağıdakı materiallar tətbiq olunur:

- 1) dəri qayışlar - yüksək dartı qabiliyyətinə və uzunömürlüyə malik olub dəyişən və zərbəli yükləmələrdə tətbiq olunur;
- 2) rezinləşdirilmiş qayışlar - rezinlə vulkanlaşdırma üsulu ilə birləşdirilmiş bir neçə pambıq-kağız parçadan ibarət olur;
- 3) pambıq-kağız qayışlar - az dartı qabiliyyətinə və uzunömürlüyə malik olurlar;
- 4) yun qayışlar - çoxqatlı yun əsaslı parçadan olub, yüksək elastikliyə malik olurlar;
- 5) sintetik parçalı qayışlar - kapron parçadan poliamid təbəqə ilə örtülərək hazırlanırlar və yüksək sürtünmə əmsalına ($f \approx 0,5$) malikdirlər.

Qayış ötürmələrinin əsas işgörmə qabiliyyəti meyarlarına aşağıdakıları aid etmək olar:

- dartı qabiliyyəti – qayışla qasnaq arasındakı sürtünmə qüvvəsi ilə təyin olunur;

- uzunömürlülük – qayışın yorulmadan dağılması ilə məhdudlaşır.

Hal-hazırda qayış ötürmələrinin hesablanması dartı qabiliyyətinə görə yerinə yetirilir. Uzunömürlülüyə görə hesabat yoxlama xarakteri daşıyır.

Dişli qayış ötürməsinin iş prinsipi ilişməyə əsaslanır, ona görə də bu tip ötürmələr zəncir və qayış ötürmələrinin üstünlüklərini özündə birləşdirə bilər. Dişli qayışların yastı daxili səthi qasnaqların dişli ilə ilişməyə girir. Qayışın qasnaqla dişli ilişməsi sürtünməni və ilkin gərilmənin zəruriliyini aradan qaldırır. Bu ötürmədə mərkəzlərarası məsafənin qayışın dartı qabiliyyətinə təsiri azalır, bu isə ötürmənin qabart ölçülərini azaldır və böyük ötürmə ədədi almağa imkan verir. Qayışın elastikliyi və dişin plastikliyi səsi və yükün dinamikliyini aradan qaldırır, bu isə onlardan dəzgahların, maşınların və s. avadanlıqların intiqallarında istifadə etməyə imkan verir. Dişli qayışla ötürülən güc $P \leq 100$ Kvt, qayışın sürəti $V \leq 60$ m/s intervalında dəyişə bilər. Dişlərinin profili yarım dairəvi formada olan yeni dişli qayışlar gərginliyin qayışda daha bərabər paylanması təmin edir və 40%-dək yükü artırmağa, dişlərin isə ilişməyə daha səlis girməsinə imkan verir.

Zəncir ötürmələri. Elastik əlaqəli mexaniki ötürmələrdən biri olan zəncir ötürmələri də bir sıra üstünlükləri ilə müasir maşın və avadanlıqların mexaniki intiqallarında geniş tətbiq olunurlar. Zəncir ötürməsi elastik əlaqəli ötürmə olub, hərəkəti ilişmə vasitəsilə ötürür. Zəncir ötürməsi aparan, aparılan ulduzcuqlardan və onları əhatə edən zəncirdən ibarət olur (şəkil 1.1.8). Bəzən bir aparan ulduzcuqdan bir neçə aparılan ulduzcuğa da hərəkət ötürülə bilər.

Zəncir ötürməsinin üstünlüklərinə aşağıdakıları aid etmək olar:

- 1) dişli çarx ötürməsi ilə müqayisədə hərəkəti daha uzaq məsafəyə (8 metrədək) ötürə bilməsi;
- 2) qayış ötürməsi ilə müqayisədə yığıcam olması, böyük gücləri (3000 Kvt-dək) ötürə bilməsi, ilkin gərilmə qüvvəsinin tələb olunmaması ilə əlaqədar vallara və yastıqlara düşən yükün kiçik olması, hərəkəti bir zəncirlə bir neçə ulduzcuğa ötürə bilməsi.

Zəncir ötürməsinin aşağıdakı çatışmazlıqları vardır:

- 1) zəncirin ulduzcuqla ilişməyə girməsinin zərbələrlə müşayiət olunması nəticəsində səsin yaranması;
- 2) yağın verilməsinin çətinliyi ilə bağlı olaraq oynaqların tez yeyilməsi;

3) yeyilmə nəticəsində zəncirin uzanması ilə bağlı olaraq tarımlama qurğusunun tələb olunması.

Qayış ötürməsi kifayət qədər etibarlı olmadıqda və dişli çarx ötürmələrindən istifadə etmək mümkün olmadıqda, hərəkəti uzaq məsafəyə, eləcə də bir neçə val arasında ötürmək lazım gəldikdə zəncir ötürməsi istifadə olunur. Zəncir ötürməsi zirehli hərbi maşınlarda və avtomobil texnikasında geniş tətbiq olunur. Məsələn, bəzi avtomobillərdə zəncir ötürməsi mühərrikin paylayıcı valının hərəkətə gətirilməsində istifadə olunur. Tankın tırtıllarının hərəkət vericisi şəkli dəyişmiş zəncir ötürməsi kimidir. Burada aparan ulduzcuq, istiqamətləndirici ulduzcuq və bəndlər vardır. Bundan başqa, zəncir ötürməsi ən çox kənd təsərrüfatı, nəqliyyat və kimya maşınqayırmasında, dəzgahqayırma, dağ-mədən avadanlıqlarında, qaldırıcı-nəqlədiçi qurğularda tətbiq olunur.

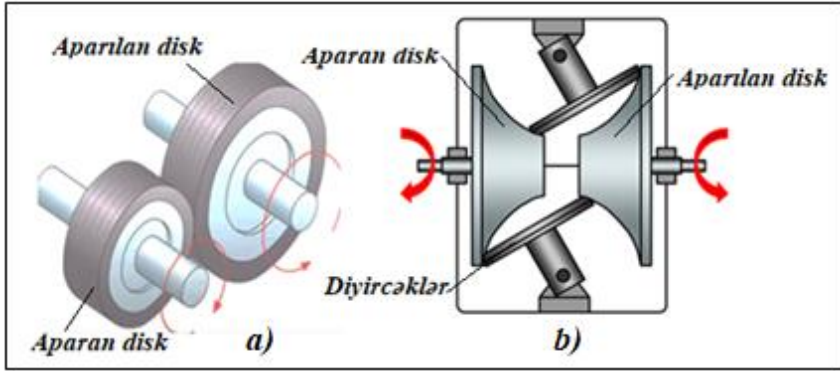
Təyinatına görə zəncirlər aşağıdakı qruplara ayrılır: 1) yük zəncirləri; 2) dartı zəncirləri; 3) intiqal zəncirləri. İntiqal zəncirləri maşın və aqreqlərin ötürücü mexanizmlərində tətbiq olunur. Bu zəncirlərin də öz növbəsində aşağıdakı növləri vardır: 1) oymaqlı zəncirlər; 2) oymaqlı-diyircəkli zəncirlər; 3) dişli zəncirlər.

Oymaqlı-diyircəkli zəncirlər konstruksiyalarına görə oymaqlı zəncirlər ilə eynidir, ancaq oymaqlı zəncirlərdə diyircək olmur. Bu, konstruksiyayı sadələşdirir və ümumi çəkini azaldır. Lakin oymaqlı-diyircəkli zəncirlərdə yeyildikdən sonra diyircəklərin dəyişdirilməsi mümkün olduğuna görə uzunömürlük artmış olur. Bu zəncirlər ötürülən gücdən asılı olaraq birsıralı və çoxsıralı olurlar.

Dişli zəncirlər dişə malik olan lövhələrdən ibarətdir. Lövhələrin sayı zəncirin enini təşkil edir və bu, ötürülən gücdən asılıdır. Bu zəncirlərdən $v \leq 25$ m/s-dək sürətlərdə istifadə etmək məsləhət görülür. Onlar daha səlis və kiçik səslə işləyirlər, zərbəli yükləri yaxşı qəbul edirlər, ancaq kütləcə ağır olurlar və baha başa gəlirlər. Dişli zəncirin lövhələrinin işçi tərəfi dişlərin 60° bucaq altında yerləşən səthidir. Zəncirin hər bəndi ulduzcuğun iki dişində oturur. Bu xüsusiyyətinə görə dişli zəncirlər kiçik addımlı olurlar və ona görə böyük sürətlərdə işləyə bilirlər.

Sürtünmə ilə ötürmələr və variatorlar. Son zamanlar bir çox maşın və avadanlıqlarda, xüsusən nəqliyyat maşınlarında sürətin səlis və pilləsiz dəyişdirilməsi tələb olunur. Bu məqsədlə variatorlardan geniş istifadə olunur. Mexaniki iş prinsipinə malik olan variatorlar əsasən sürtünmə ilə ötürmələrə aid olunur [17, s. 38]. Friksion (sürtünmə ilə) ötürmələrin iş

prinsipi iki fırlanan elementin kontakt sahəsində sıxıcı qüvvənin təsirindən yaranan sürtünmə qüvvəsinə əsaslanır (şəkil 1.1.9).



Şəkil 1.1.9. *Sürtünmə ilə ötürmələr və variatorlar*

Bütün növ friksion ötürmələri ümumi halda iki qrupa bölmək olar: nizamlanmayan ötürmələr, yəni ötürmə ədədi sabit qalan ötürmələr; nizamlanan ötürmələr və ya variatorlar, yəni ötürmə ədədi səlis və fasiləsiz dəyişilən ötürmələr. Hər bir qrupa bir-birindən konstruksiyasına və təyinatına görə fərqlənən müxtəlif sayda ötürmələr daxildir. Məsələn, hərəkəti oxları paralel və kəsişən vallar arasında ötürən uyğun silindrik və konusvari diyircəkli ötürmələr, oxları çarpazlaşan vallar arasında hərəkət ötürən ötürmələr, diyircəklərin sıxılmasının tənzimlənmə üsuluna görə ötürmələr və s.

Friksion ötürmələrin üstünlüklərinə aşağıdakıları aid etmək olar:

1. Konstruksiyasının və texniki xidmətin sadəliyi.
2. Səlis və səssiz işləməsi.
3. Ötürmə ədədinin pilləsiz tənzimlənməsinin mümkünlüyü.
4. Artıq yüklənmə zamanı qəzanın qarşısının alınması.

Friksion ötürmələrin çatışmayan cəhətlərinə isə aşağıdakıları aid etmək olar:

1. Tam sürüşmə zamanı diyircəklərin işçi səthlərinin intensiv və qeyri bərabər yeyilməsi.
2. Sıxıcı qüvvənin olması hesabına vallara və yastıqlara düşən yükün böyük olması.
3. Diyircəklərin sürüşməsi hesabına ötürmə ədədinin qeyri-sabit olması.

Nizamlanmayan friksion ötürmələr (şəkil 1.1.9, a) maşınqayırmada çox az tətbiq olunurlar. Güc ötürmələrində onların ölçüləri çox böyük və

etibarlığı isə kiçik olur. Bu ötürmələrdən əsasən cihazqayırmada, xüsusən hərəkətin səlis və səssiz ötürülməsi tələb olunan avadanlıqlarda istifadə olunur.

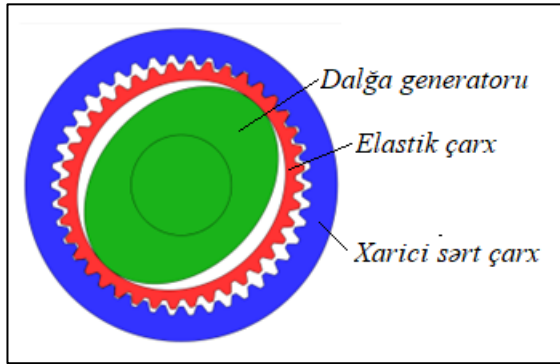
Ötürmə ədədini pilləsiz tənzimləyən friksion ötürmələr - variatorlar (şəkil 1.1.9, b) müxtəlif maşınlarda məsələn, metalkəsən dəzgahlarda, toxuculuq avadanlıqlarında, nəqliyyat maşınlarında və s. geniş tətbiq olunur. Friksion ötürmələrdən 200 KVt gücə və 25 m/s-dək çevrəvi sürətə malik olan intiqallarda istifadə etmək tövsiyə olunur. Friksion ötürmələrin ən məsuliyyətli elementi onun diskləri və diyirlənmə elementləridir. Bu elementlərin hazırlandığı materiala aşağıdakı tələblər qoyulur: yeyilməyə davamlılığın və səthin möhkəmliyinin, sürtünmə əmsalının, elastiklik modulunun yüksək olması.

Dalğa ötürmələri. Bir pillədə çox böyük ötürmə ədədi (1000-ə qədər) almaq üçün son dövrlərdə dalğa ötürmələrindən də geniş istifadə olunur. Bu ötürmələr iş prinsipinə və konstruksiyasına görə dişli və friksion olmaqla iki qrupa ayrılır [1, s. 400]. Dalğa ötürməsi mexanizmin bəndlərindən birinin dalğavari deformasiyası nəticəsində hərəkət parametrlərinin dəyişilməsi prinsipinə əsaslanmışdır. Bu prinsip ilk dəfə 1944-cü ildə A.İ. Moskvitin tərəfindən elektromaqnit dalğa generatorlu friksion ötürmə üçün, 1957-ci ildə isə V. Masser tərəfindən mexaniki generatorlu dişli ötürmə üçün təklif olunmuşdur. Bir sıra müsbət keyfiyyətlərə malik olduğu üçün dalğa ötürməsi son dövrlərdə bir çox sahələrdə geniş istifadə olunur. Dişli dalğa ötürmələri daha böyük yükləyici qabiliyyətinə malik olması və etibarlılığının yüksək olması ilə əlaqədar olaraq daha çox tətbiq sahəsinə malikdir.

Dalğa ötürməsinin və mövcud olan digər ötürmələrin iş prinsipini və strukturunu müqayisə etdikdə aşağıdakı prinsipial fərqləri qeyd etmək olar: mövcud digər mexaniki ötürmələr sərt bəndli mexanizmlərdir. Dalğa ötürməsi isə çevik və elastik bəndə malikdir. Sərt bəndli bütün ötürmələrdə hərəkətin ötürülməsi ling və ya maili müstəvi prinsipi ilə həyata keçirilir, məsələn, ling prinsipi mövcud dişli, friksion, qayış və zəncir ötürmələrində istifadə edilir, maili müstəvi prinsipi isə sonsuz vint və vint ötürmələrində tətbiq edilir.

Dalğa ötürməsində hərəkətin ötürülməsi elastik bəndin deformasiyası hesabına həyata keçirilir (şəkil 1.1.10). Bu cür deformasiya prinsipinin əsas mahiyyəti ondan ibarətdir ki, elastik çarxın dalğavari deformasiyası zamanı onun bütün nöqtələrinə çevrəvi sürətlər ötürülür. Elastik çarxın

sərt çarxla kontaktı zamanı dalğavari yerdəyişmələrin çevrəvi sürətləri ötürücü mexanizmin aparılan bəndinə verilir.



Şəkil 1.1.10. Dişli dalğa ötürməsinin ümumi sxemi

Tədqiqatlar göstərmişdir ki, dalğa ötürməsində güc itgilərinin əsas mənbəyi dişli ilişmədəki və generatordakı itgilərlə bağlıdır. Dalğa ötürməsinin bir pilləsində əldə olunan böyük ötürmə ədədi hesabına ilişmənin əhəmiyyətli dərəcədə yükləyici qabiliyyətinə malik olmasına baxmayaraq itgilər burada nisbətən azdır, ona görə ki, sürüşmə sürətinin qiyməti kiçikdir. İtgilərin əhəmiyyətli hissəsi generatorun payına düşür. Ötürmənin giriş bəndi böyük sürətlə fırlanaraq çıxış bəndinin böyük yüklərini qəbul edir. Ənənəvi ötürmələrdə olduğu kimi, yük artdıqca f.i.ə. böyüyür və ötürmə nisbəti böyüdükcə isə η , kiçilir. Yüklənmənin müəyyən qiymətində f.i.ə.-nin maksimum qiyməti əldə olunur. F.i.ə. -nin maksimum qiyməti ötürmənin bəndlərinin sərtliyindən asılıdır. Sərtlik yüksəldikcə maksimum f.i.ə. böyük yüklər tərəfə dəyişir (yük altında bəndlərin formasının təhrif olunmasının azalması hesabına), bu isə ilişmənin keyfiyyətinə təsir edir. Praktiki olaraq ötürmə ədədi $i=80...250$ olduqda f.i.ə.-nin qiyməti müvafiq olaraq $0,9...0,8$ arasında olur.

Dalğa ötürməsinin əsas işgörmə qabiliyyəti meyarları elastik çarxın möhkəmliyi, generatorun elastik yastıqlarının möhkəmliyi, generatorun və sərt çarxın sərtliyi, və dişlərdə baş verən yeyilmədir. Generatorun və sərt çarxın həddən artıq deformasiyası ilişməyə daxil olarkən dişlərin interferensiyasına və çıxış valı hərəkətsiz olduğu halda generatorun sürüşərək fırlanmasına səbəb olur. İlişmənin həndəsi ölçüləri,

elementlərin materialları, termiki emal düzgün seçilsə və ötürmə lazımı dərəcədə yağlanarsa, dişlərin yeyilməsi kiçik olur və praktiki olaraq ötürmənin uzunömürlüyünü məhdudlaşdırmır. Hər iki konstruksiya elastik çarxın deformasiyası zamanı oxboyu yerdəyişmələri təmin edir. Qeyd olunan tövsiyələrin həyata keçirildiyi halda elastik çarxın möhkəmliyi dişli tacın yorulma möhkəmliyi ilə müəyyən olunur.

Dalğa ötürmələrinin aşağıdakı əsas üstünlükləri vardır:

1. Ötürmə nisbəti böyükdür: bir pillədə 300-dək, xüsusi ötürmələrdə isə nəzəri olaraq bir neçə on minlərdək əldə oluna bilər.
2. İlişmədə eyni zamanda çox sayda dişlərin iştirak edə bilməsi. Məsələn, ötürmə ədədi 100-ə bərabər olanda eyni anda 60...80-dək diş cütü ilişməyə daxil olur, ənənəvi ötürmələrdə isə bu 1 və ya 2 düş cütüdür. Bunun nəticəsində kiçik qabarit ölçülərində və kütlədə yüksək yükləyici qabiliyyəti əldə olunur. Bəzi konstruksiyalarda kütlə sadəcə planetar ötürmənin kütləsinin yarısını, həcmi isə onun həcmindən üçdə birini təşkil edir.
3. İlişmənin iki əks zonada baş verməsi və çoxcütürlüyü nəticəsində kinematik xətanın kiçilməsi.
4. Hərəkəti hermetik mühitə ötürmək imkanının olması.
5. Eyni ötürmə ədədlərində dalğa ötürmələrinin f.i.ə., ənənəvi planetar və çoxpilləli sadəcə ötürmələrin f.i.ə.-na yaxındır.
6. Konstruksiyanın simmetrikliyi vallara və dayaqqlara kiçik yüklərin təsir etməsinə imkan verir.
7. Səsin az olması.
9. Planetar ötürmədə olduğu kimi dalğa ötürməsi yalnız reduktor və ya multiplikator kimi deyil, həm də diferensial mexanizm kimi istifadə oluna bilər.
10. Dalğa ötürmələrinin konstruksiyaları hazırlanma zamanı çox da böyük xüsusi texnoloji çətinliklər yaranmır.
11. Detalların sayı bir neçə dəfə, dəyəri isə təxminən iki dəfə azdır. Ümumi təyinatlı standart ötürmələrin xidmət müddəti 10 000 saata çatır.

Dalğa ötürmələrinin çatışmazlıqlarına ötürmə nisbətinin aşağı həddinin nisbətən böyük qiymətdə ($i \approx 80$) olmasını, elastik çarxın və dalğa generatorunun hazırlanmasının nisbətən çətinliyini misal gətirmək olar.

Dalğa ötürmələrini böyük ötürmə nisbəti tələb olunan intiqallarda, eləcə də hermetikliyə, kinematik dəqiqliyə, kiçik ətalətliliyə xüsusi tələblər qoyulan konstruksiyalarda tətbiq etmək məqsəduyğundur.

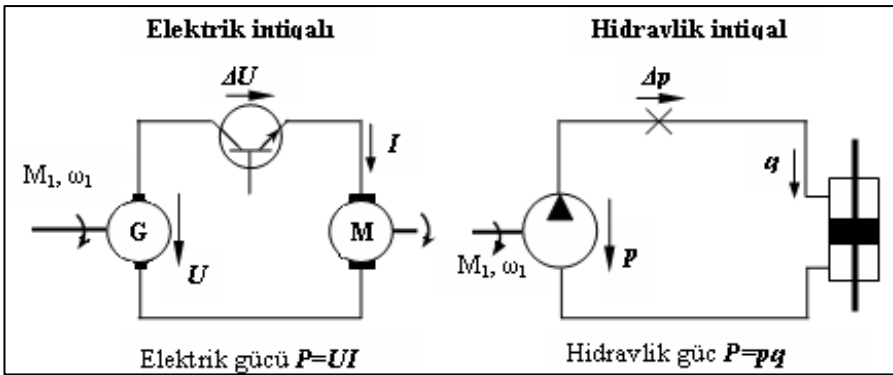
Müasir dövrümüzdə reduktorların layihələndirilməsi sahəsində bir yenilik olan və Azərbaycan Texniki Universitetinin “Maşınların konstruksiya edilməsi” (hal-hazırda ”Maşın dizaynı və sənaye texnologiyaları”) kafedrasında layihələndirilmiş iki val üzərində yerləşən dişli çarxlardan ibarət çoxpilləli reduktor yığcamlığı, metal tutumunun azlığı və yüksək istismar göstəriciləri ilə fərqlənir [30, s. 6]. Reduktorda əsas konstruktiv elementlər – iki dişli çarxlı bloklar qarşılıqlı yığılmış şəkildə yerləşdiyindən onu paket reduktoru adlandırmışlar [70, s. 86]. Klassik çoxpilləli reduktorlarla müqayisədə paket reduktorları bir sıra spesifik xüsusiyyətləri ilə fərqlənilir [29, s. 29]. Bu xüsusiyyətlər paket reduktorlarının həm dəqiq cihazların mexanizmlərində, həm də müasir ağır və güclü maşınların intiqallarında tətbiqinin məqsəduyğunluğunu təmin edir. Təklif olunan prinsip əsasında müxtəlif maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri üçün yeni tipli paket reduktoru layihələndirilmiş və patentləşdirilmişdir [31, s. 50], [32], [33], [69, s.19].

Hidravlik intiqallar. Son dövrlərdə müxtəlif texnoloji maşın və avadanlıqlarda, inşaat və yol maşınlarında, eləcə də bir sıra mobil qurğularda hidravlik intiqallardan da geniş istifadə olunur. İş prinsipinə görə hidravlik intiqalları iki qrupa bölmək olar: 1) sıxılmış mayenin potensial enerjisindən istifadəyə əsaslanan həcmi hidravlik intiqallar; 2) mayenin axın enerjisindən istifadəyə əsaslanan hidrodinamik intiqallar [62, s. 145]. Həcmi hidravlik intiqallar mayenin təzyiq enerjisini mexaniki enerjiyə çevirirlər və bir qayda olaraq nasosdan, hidravlik mühərrikdən, müxtəlif növ klapanlardan və onları birləşdirən borulardan təşkil olunurlar [62, s. 140]. Bu ötürücülər çəkisinin və qabaritinə kiçik olması, böyük ötürmə ədədinə malik olması, ötürmənin səlis, müntəzəm, zərbəsiz və təkansız olması, texnoloji proseslərin avtomatlaşdırılmasına imkan verməsi, hərəkət sürətinin pilləsiz tənzimlənməsi, f.i.ə.-nin yüksək olması, işçi orqanların artıq yükləmələrdən qorunmasına imkan verməsi kimi mühüm üstünlüklərə malikdirlər [26, s. 4].

Hidravlik intiqallarda işçi maye rolunu əsasən su və ya müxtəlif maye yağlar oynayır. Mayenin tələb olunan təzyiqi nasosların köməyi ilə yaradılır. Borulardan və maye axınını idarə edən müxtəlif klapanlardan

keçərək maye təzyiqlə intiqalın icraedici orqanına – hidravlik silindrə və ya hidravlik mühərrikə ötürülür.

Hidravlik intiqalların əsas üstünlüklərindən biri yüksək qüvvə və momentlərin əldə olunmasına imkan vermələridir. Xüsusi gücün (yəni vahid kütləyə düşən güc- P/m) qiyməti hidravlik qurğularda elektrik qurğularına nisbətən dəfələrlə çoxdur. Hidravlik intiqalların çatışmayan cəhətləri isə maneələri dəf edərəkən təzyiqin aşağı düşməsi hesabına *f.i.ə.*-nin kiçik olması, maye itgilərinin baş verməsi, çirkləndiyi üçün işçi mayenin tez-tez dəyişdirilməsinin tələb olunması, əksər yağların özlüllüyünün temperaturdan asılı olmasıdır. Şəkil 1.1.11-dən göründüyü kimi elektrik və hidravlik intiqalları arasında ümumi uyğunluqlar mövcuddur.

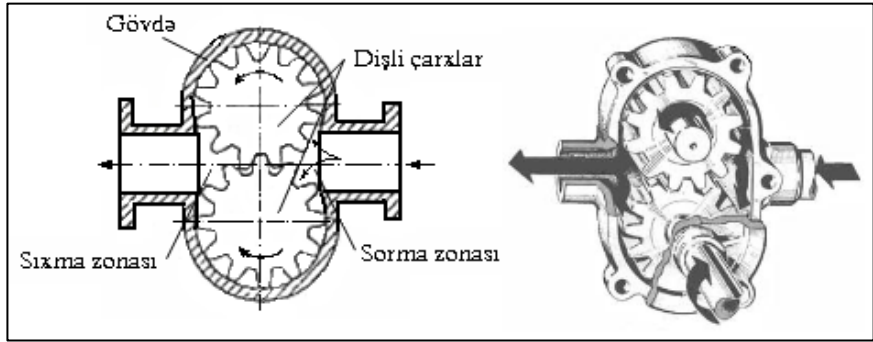


Şəkil 1.1.11. Elektrik və hidravlik intiqallar arasında analogiya

Elektrik intiqalında mexaniki enerji generator vasitəsi ilə elektrik enerjisinə, hidravlik intiqalda isə mexaniki enerji nasos vasitəsi ilə hidravlik enerjiyə çevrilir. Generatordakı U elektrik gərginliyinin analoqu hidravlik nasosun yaratdığı p maye təzyiqi, generator cərəyanının (I) analoqu isə hidravlik sistemdə vahid zamanda axın həcmidir (q). Elektrik işlədicişində gərginliyin düşməsi ΔU isə hidravlik icra orqanındakı Δp təzyiq fərqiə uyğundur.

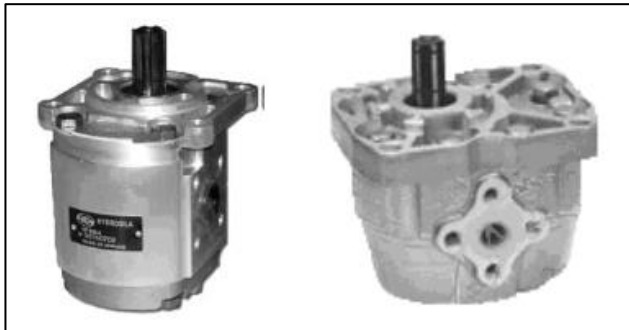
Hidravlik intiqalda mayenin fasiləsiz olaraq sirkulyasiya etdirilməsi və onun təzyiqlə icra orqanlarına ötürülməsi nasoslar tərəfindən həyata keçirilir. Hidravlik intiqallarda müxtəlif növ nasoslardan istifadə edirlər.

Dişli çarx nasosları öz sadəliyinə görə hidravlik intiqallarda geniş istifadə olunurlar. Bu nasoslar qapalı gövdə daxilində bir-biri ilə ilişmədə olan bir cüt dişli çarxdan ibarətdir (şəkil 1.1.12).



Şəkil 1.1.12. *Dişli çarx nasosunun iş prinsipi*

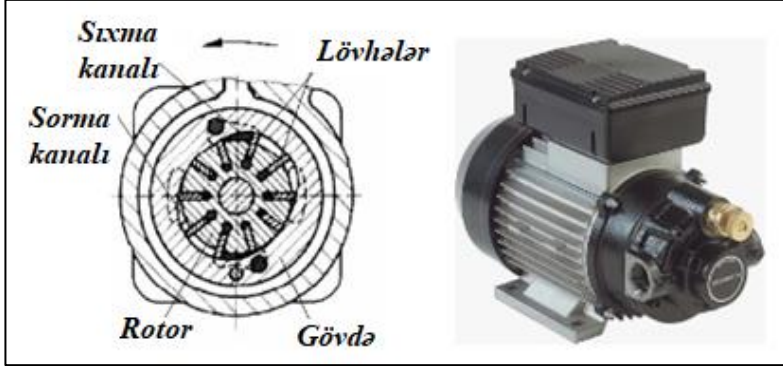
Dişli çarxlarla gövdənin daxili divarı arasında minimal araboşluğu nəzərdə tutulur. Yağ sorma zonasına daxil olaraq ilişmədən çıxan dişlər arasındakı araboşluğuna dolur və gövdənin daxili səthi ilə dişlər arasında sıxılaraq çevrəvi hərəkətlə sızma zonasına ötürülür. Buradan isə təzyiqlə çıxış borusuna verilir. Şəkil 1.1.13-də hidravlik intiqallarda istifadə olunan dişli çarx nasoslarının ümumi görünüşləri təsvir olunmuşdur.



Şəkil 1.1.13. *Dişli çarx nasosları*

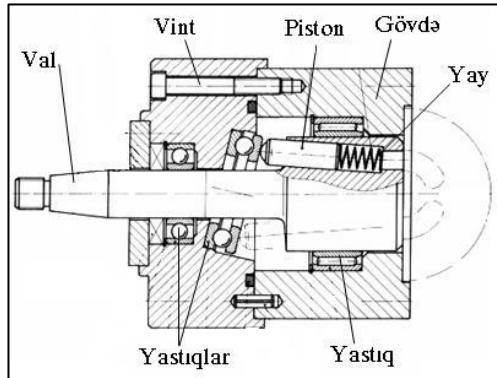
Rotorlu nasosların iş prinsipi rotorlu kompressorun iş prinsipinə bənzəyir. Rotor üzərində radial istiqamətdə yerləşdirilmiş hərəkətli

lövhlər, bir-biri ilə eksentrik olan rotor və stator arasındakı boşluğu müxtəlif həcmli kameralara bölürlər. Sorma kanalından daxil olan maye, lövhələrin yaratdığı müxtəlif ölçülü kameralarda sıxılaraq çıxış borusuna verilir və təzyiqlə digər hidravlik elementlərə ötürülür (şəkil 1.1.14).



Şəkil 1.1.14. Rotorlu nasosun iş prinsipi və ümumi görünüşü

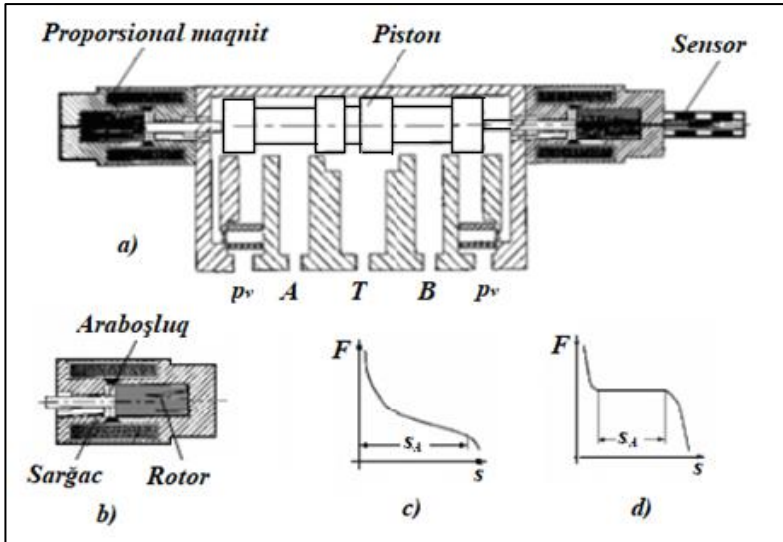
Pistonlu nasoslarda (şəkil 1.1.15) konsentrik çevrə boyunca yerləşmiş pistonlar (əksər hallarda 6-8 ədəd) yay vasitəsi ilə gövdədə çəp oturdulmuş yastığın həlqəsinə sıxılırlar. Yastıq çəp oturulduğu üçün pistonlar valın fırlanması zamanı silindrik yuvada irəli-geri hərəkət edirlər və mayenin fasiləsiz olaraq silindrlərə sorulmasına, sonra isə sıxılaraq yüksək təzyiqlə çıxış kanalına ötürülməsinə səbəb olurlar.



Şəkil 1.1.15. Pistonlu nasos

Hidravlik klapanları ümumi halda iki qrupa bölmək olar: 1) proporsional klapanlar; 2) servoklapanlar.

Proporsional klapanlar daha etibarlıdırlar və ucuz başa gəlirlər. Ona görə də bu klapanlar sənayedə geniş istifadə olunurlar. Proporsional klapanlarda piston, idarəedici elektrik siqnalından asılı olaraq hərəkət etdirilir (şəkil 1.1.16, a). Pistonun bu hərəkəti onun hər iki tərəfində yerləşdirilmiş iki ədəd proporsional maqnit tərəfindən həyata keçirilir (şəkil 1.1.16, b). Bu maqnitlərin iş prinsipi qoşucu maqnitlərin iş prinsipinə bənzəyir. Qoşucu maqnitlərdə araboşluğunun azalması maqnit qüvvəsinin kəskin artmasına səbəb olur (şəkil 1.1.16, c). Burada istifadə olunan proporsional maqnitlərdə isə işlək zonada maqnit qüvvəsi araboşluğunun qiymətindən asılı olmayaraq sabit qalır (şəkil 1.1.16, d).

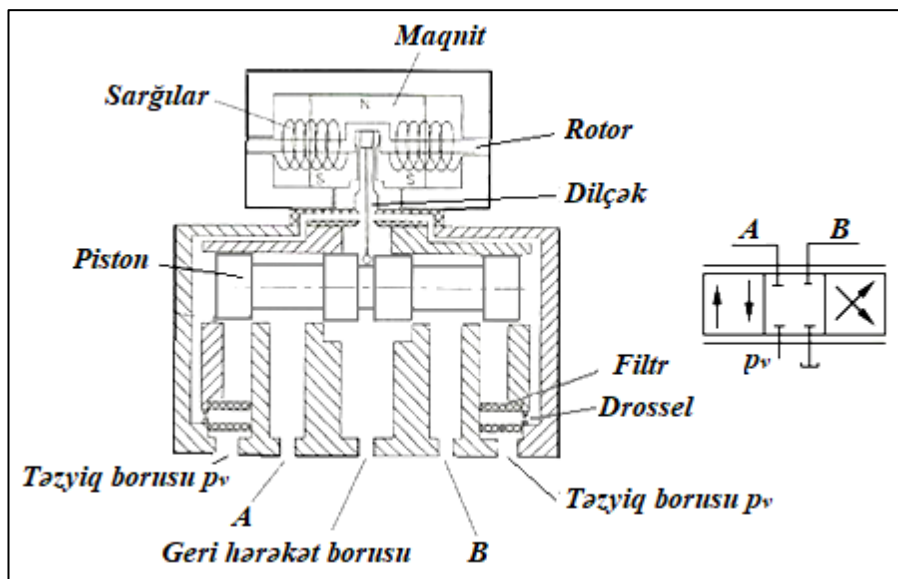


Şəkil 1.1.16. *Proporsional klapanın iş prinsipi*

Servoklapanlar daha yaxşı dinamiki dayanıqlığa malikdirlər. Şəkil 1.1.17-də elektromaqnitlə idarə olunan servoklapan təsvir olunmuşdur. Piston sola hərəkət etdikdə yağ sol təzyiq borusundan (p_v) idarəetmə kanalı ilə A təzyiq borusuna və buradan hidravlik silindrə ötürülür. Hidravlik silindrdən isə yağ idarəetmə kanalı vasitəsi ilə B çıxış borusuna və buradan isə yağ çəninə geri qaytarılır. Piston sağa hərəkət etdikdə isə

B təzyiq borusu sağ təchizətmə borusu ilə, A kanalı isə çənlə əlaqələndirilir. Piston sabit gərginlikli mühərriklə və hidravlik gücləndirici ilə idarə olunur. Mühərrikin rotorunun ucları permanent maqnitin yaratdığı maqnit sahəsində yerləşirlər. Maqnit axını yuxarı qütb ucluğundan və hər iki araboşluqdan keçərək aşağı qütb ucluğuna qədər yayılır. Rotor elastik boruda mütəhərrik olaraq oturdulmuş idarəetmə dilçəyi ilə birləşdirilmişdir. Boru həm də klapanın hidravlik hissəsini elektromaqnit hissədən hermetik olaraq ayırır.

İdarəetmə sarğıları hər iki tərəfdən rotoru əhatə edirlər. Dilçəyin sərbəst ucları iki diffuzor arasında yerləşdirilir. Elektrik siqnalı daxil olduqda sarğılarda maqnit sahəsi yaranır. Bunun nəticəsində rotorun və dilçəyin yeri dəyişir. Dilçəyin hərəkəti elastik boru vasitəsi ilə onun sərbəst hissəsinə ötürülür. Bu zaman diffuzorlardan birinin çıxış kanalı böyüyür, digərininki isə kiçilir və yaranan təzyiq fərqi pistonu təsir edərək onu hərəkət etdirir. Piston üzərindəki dörd ədəd çıxıntı onun yerdəyişməsinə mütənasib olaraq mayenin axınını tənzimləyirlər.



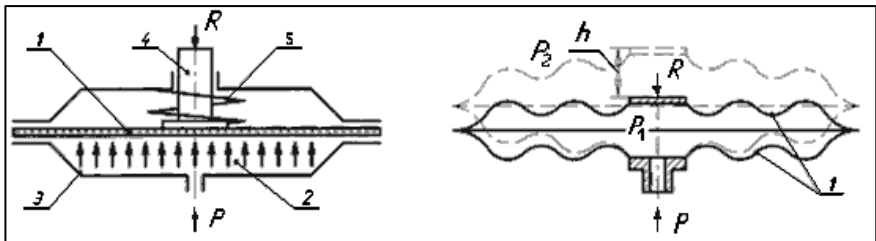
Şəkil 1.1.17. Elektromaqnitlə idarə olunan servoklapan

Dilçək üzərində bərkidilmiş yayın bir ucu pistonun yarığına daxil olur. Piston hərəkət etdikdə yay deformasiya olunur. Bu deformasiya zamanı yaranan qüvvə dilçəyə əks təsir göstərir. Piston elektrik siqnalının qiymətinə uyğun olaraq tarazlıq halı alana qədər hərəkət edir. Böyük servoklapanlarda pistonun cari vəziyyəti induktiv sensor tərəfindən mütəmadi olaraq qeydə alınır və avtomatik tənzimləmə sistemi vasitəsi ilə tənzimlənə bilər.

Hidravlik inteqalların əsas elementlərindən biri irəliləmə və ya fırlanma hərəkətini həyata keçirən icraedici orqan – hidravlik aktuatordur. Bu orqanlar mayenin axın enerjisini mexaniki enerjiyə çevirməklə çıxış bəndinin tələb olunan hərəkətinə imkan yaradırlar. Aktuatorun işçi elementindən asılı olaraq elastik elementli (membranlı, silfonlu), pistonlu və plunjerli hidravlik silindrlər mövcuddur.

Membranlı aktuatorlar əsasən kiçik yerdəyişmə və təzyiqlərdə (1 MPa-qədər) istifadə olunurlar. Burada əsas işçi element iki gövdə arasında kontur boyunca tərpənməz bərkidilmiş 1 elastik membranıdır (şəkil 1.1.18, a). 2 təzyiq kamerasında mayenin təzyiqi artdıqda membran gövdənin (3) yuxarı hissəsinə sıxılaraq 4 milini irəliləmə hərəkəti etməyə məcbur edir. Milin geri hərəkəti 5 yayının vasitəsi ilə həyata keçirilir.

Hidravlik icra orqanlarında bəzən büzməşəkilli metal lövhədən hazırlanmış membranlardan da istifadə edirlər (şəkil 1.1.18, b). Belə membranın deformasiyası $\Delta P = P_1 - P_2$ təzyiq fərqi və xarici qüvvənin (R) hesabına baş verir.

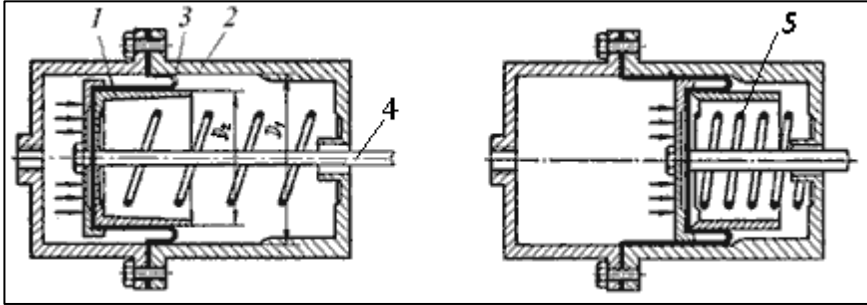


Şəkil 1.1.18. Membranlı hidravlik aktuatorlar:

a) elastik membranlı; b) büzməli metal membranlı

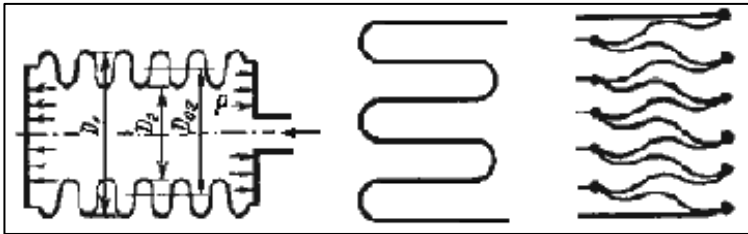
Membranlı hidrosilindrlərdə daha böyük yerdəyişməyə nail olmaq mümkün olur. Mayenin təzyiqi ilə 1 pistonu soldan sağa hərəkət etdikdə membran (3) açılaraq silindrin (2) divarına sıxılır (şəkil 1.1.19) və 4 mili

pistonla birlikdə irəliləmə hərəkəti edir. Pistonun və membranin əvvəlki vəziyyəti yay (5) vasitəsi ilə bərpa olunur.



Şəkil 1.1.19. Membranlı hidravlik silindr

Silfonlar (şəkil 1.1.20) 3 MPa-a qədər təzyiqə davam gətirə bilirlər. Onları metal və ya qeyri-metal (rezin və ya plastik) materiallardan hazırlayırlar. Metal silfonlar bir və ya bir neçə qat ola bilərlər. Materialın seçilməsindən asılı olaraq silfonlar temperaturun müxtəlif yüksək və aşağı hədlərində istifadə oluna bilərlər. Konstruksiyasına görə silfonlar bütöv (a) və qaynaq edilmiş (b) şəkildə ola bilərlər.



Şəkil 1.1.20. Silfonlar

Pistonlu hidrosilindrlər (şəkil 1.1.21, a) daha böyük təzyiqlərdə (32 MPa-a qədər) işləyə bildiklərinə görə texnikada geniş istifadə olunurlar. Məsələn, özüboşaldan yük avtomobillərində (şəkil 1.1.21, b), inşaat-yol maşınlarının icra orqanlarında (şəkil 1.1.21, c) hidrosilindrlər geniş tətbiq olunurlar.



Şəkil 1.1.21. Hidrosilindrin ümumi görünüşü (a) və tətbiq sahələri (b, c)

Cədvəl 1.1.3-də texnikada istifadə olunan hidrosilindrlərin ümumi təsnifatı verilmişdir [8, s. 185]. Texnoloji və nəqliyyat maşınlarında daha çox ikitərəfli təsir prinsipi ilə işləyən və mili birtərəfli olan pistonlu hidrosilindrlər istifadə olunurlar (şəkil 1.1.22).

Konstruksiyanın əsasını daxili səthi dəqiqliklə emal edilmiş boruşəkilli giliz (2) və başlıq (7) təşkil edir. Gilizin daxilində 5 manjet kipləşdirici ilə təchiz olunmuş 6 pistonu hərəkətli yerləşdirilmişdir. Təsir qüvvəsi pistondan 8 yönəldicisi boyunca sərbəst irəliləmə hərəkəti edən səthi cilalanmış milə (3) ötürülür. Gilizin hər iki tərəfindən işçi mayenin daxil və xaric edilməsi üçün dəlikləri olan qapaqlar bərkidilir. Mil və qapaq arasında kipləşdirmə iki manjet vasitəsi ilə həyata keçirilir. Bunlardan biri (4) silindrdən mayenin axmasının qarşısını alır, digəri (1) isə silindrin çirklənməsinin qarşısını alır. Maye tərəfindən pistonu təsir edən təzyiq qüvvələrini aşağıdakı düsturlarla təyin etmək olar:

$$R_1 = F_1 P_1 k_s; \quad R_2 = F_2 P_2 k_s. \quad (1.1.1)$$


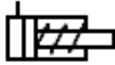
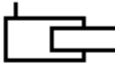
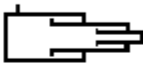


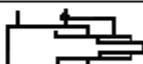

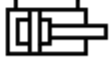
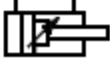

Burada R_1 - pistonun sərbəst üzünə təsir edən təzyiq qüvvəsi; R_2 - pistonun millə birləşdirilən üzündə yaranan təzyiq qüvvəsi; P_1 , P_2 - pistondan sol və sağ hissələrdə yaranan təzyiq; k_s - sürtünmə itgilərini nəzərə alan əmsal; $k_s=0,90 \div 0,98$; F_1 və F_2 - pistonun sol və sağ işçi səthlərinin sahələridir.

Pistonun sol və sağ işçi səthlərinin hesabat sxeminə uyğun olaraq (şəkil 1.1.23) sahələrini uyğun olaraq aşağıdakı ifadələrlə təyin etmək olar:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (1.1.2)$$

Burada D - gilizin daxili səthinin diametri; d - milin diametridir.

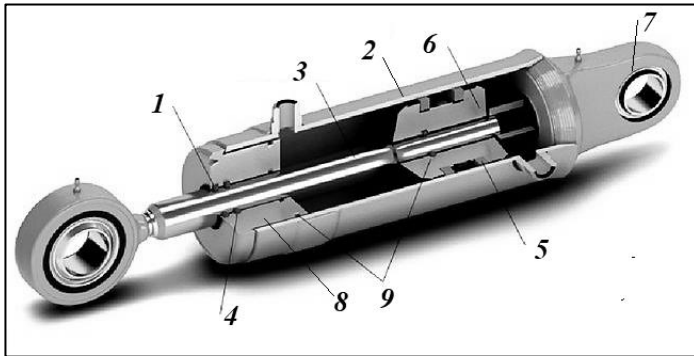
Cədvəl 1.1.3. Hidrosilindrlərin əsas növləri

Hidrosilindr	Konstruktiv xüsusiyyəti	Təsviri
Birtərəfli təsir prinsipi ilə	Milin geri hərəkət üsulu qeyri-müəyyən olan	
	Milin geri hərəkəti yayla həyata keçirilən	
	Plunjerli	
	Teleskopşəkilli	
İkitərəfli təsir prinsipi ilə	Mili birtərəfli olan	
	Mili ikitərəfli olan	
	Teleskopşəkilli	
Tormozlama ilə	Gedişin sonunda birtərəfli səlis tormozlanan	
	Gedişin sonunda ikitərəfli səlis tormozlanan	
	Gedişin sonunda birtərəfli rənzimlənərək tormozlanan	
	Gedişin sonunda ikitərəfli rənzimlənərək tormozlanan	

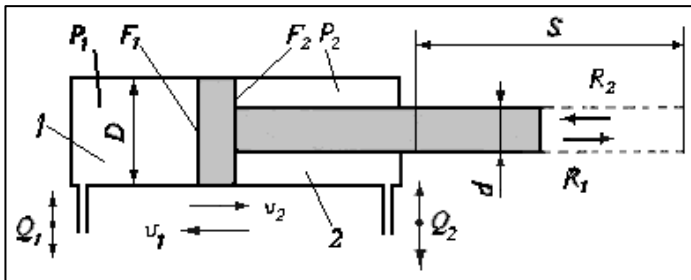
Silindrin sol və sağ kameralarında axın sürəti isə

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2}; \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi (D^2 - d^2)}; \quad (1.1.3)$$

düsturları ilə təyin olunur. Burada Q_1 və Q_2 - silindrin sol və sağ kameralarında həcmi axındır.



Şəkil 1.1.22. Hidravlik silindr



Şəkil 1.1.23. Hidravlik silindrin hesabat sxemi

Rotorlu hidrosilindrlərdə mayenin təzyiq qüvvəsi çıxış bəndinin 360^0 -dən kiçik bucaq daxilində irəli-geri fırlanma hərəkətinin həyata keçirilməsinə sərf olunur. Şəkil 1.1.24-də təsvir olunmuş rotorlu hidrosilindr silindrşəkilli gövdədən (1), rotordan (2) və əsas işçi element olan lövhədən (3) ibarətdir. Silindrin daxili səthi ilə rotorun arasındakı halqəşəkilli oblast lövhə və 5 kipləşdiricisi ilə təchiz olunmuş 4 elementi vasitəsi ilə iki hissəyə bölünür. Maye P_1 təzyiqi ilə yuxarı kanala verildikdə 3 lövhəsi 2 rotoru ilə birlikdə saat əqrəbi istiqamətində fırlanır. Bir işçi lövhə olduqda dönmə bucağı $270 \div 280^0$ -dən yüksək olmur.

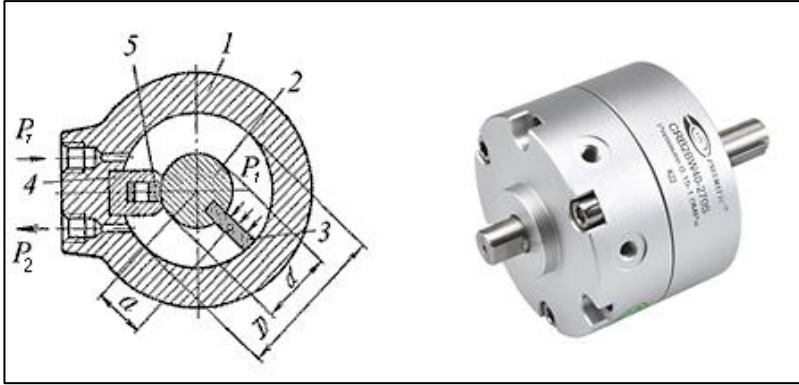
Birlövhəli hidrosilindrdə rotorun valında yaradılan hesabi fırlanma momentini aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$M = R \cdot a. \quad (1.1.4)$$

Burada R – mayenin təzyiq qüvvəsi, a – bu qüvvənin qoludur, yəni rotorun fırlanma oxu ilə lövhənin işçi səthinin mərkəzi arasındakı məsafədir. Təzyiq qüvvəsini aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$R = \Delta P \cdot F = (P_1 - P_2) \cdot F. \quad (1.1.5)$$

Burada $\Delta P = P_1 - P_2$ – kameralar arasındakı təzyiq fərqi; F – lövhənin işçi səthinin sahəsidir.



Şəkil 1.1.24. Rotorlu hidravlik silindrin hesabət sxemi və ümumi görünüşü

Şəkil 1.1.24-dən göründüyü kimi

$$F = \frac{D-d}{2} \cdot b. \quad (1.1.6)$$

burada b – lövhənin eni, d – rotorun diametri, D – silindrin daxili diametridir. Şəklə əsasən

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}. \quad (1.1.7)$$

(1.1.5-1.1.7) ifadələrini (1.1.4)-də nəzərə alsaq yazı bilərik

$$M = \frac{\Delta P \cdot b}{8} (D^2 - d^2). \quad (1.1.8)$$

Rotorun valının bucaq sürəti isə

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) \cdot b} \quad (1.1.9)$$

olacaqdır.

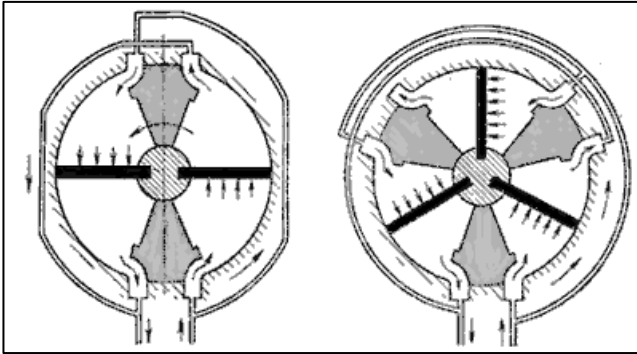
Bir çox hallarda fırlanma momentinin qiymətini artırmaq üçün çoxlövhləli rotorlu hidrosilindrlərdən də istifadə edirlər (şəkil 1.1.25). Lakin bu halda dönmə bucağının qiyməti azalır.

Çoxlövhləli hidrosilindrlərdə fırlanma momenti və bucaq sürəti aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$M = \frac{\Delta P \cdot b \cdot z}{8} (D^2 - d^2) \cdot \eta;$$

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) \cdot b}.$$

Burada z – lövhələrin sayı, Q – həcmi axın, η – *f.i.ə.*-dir.



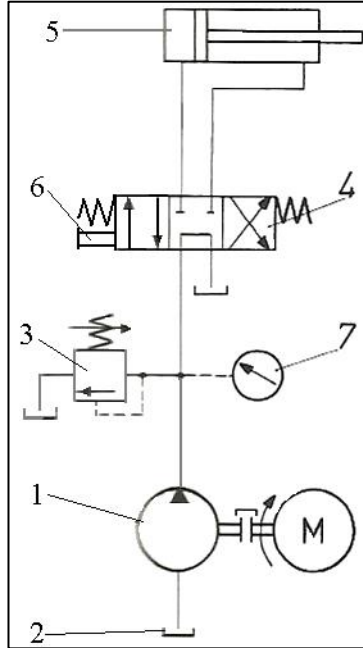
Şəkil 1.1.25. Rotorlu ikilövhləli (a) və üçlövhləli (b) hidravlik silindr

Hidravlik sistemlərdə mayenin fasiləsiz olaraq dövr etdirilməsi müxtəlif hidravlik intiqallar vasitəsi ilə həyata keçirilir. Ən sadə hidravlik intiqalda (şəkil 1.1.26) mühərrik (elektrik mühərriki və ya daxiliyanma mühərriki) tərəfindən hərəkətə gətirilən nasos fasiləsiz olaraq rezervuardan mayenin sorulmasını və sistemə ötürülməsini həyata keçirir. Mayenin təzyiqi manometrlə ölçülür və maksimal təzyiq reduksiya klapanı ilə tənzimlənir. Maye işçi klapanıdan keçərək silindrə daxil olur. Təzyiq nəticəsində piston hərəkətə gəlir və digər kameradan mayeni sıxışdıraraq işçi klapan vasitəsi ilə rezervuara axmağa məcbur edir. Pistonun geri hərəkət etməsi üçün işçi klapanın idarə olunması mexaniki yolla həyata keçirilir.

Mayenin hidravlik sistemdə dövr etdirilməsi prinsipindən asılı olaraq müasir texniki qurğularda açıq, yarımaçıq və qapalı tipli hidravlik intiqallar tətbiq olunurlar.

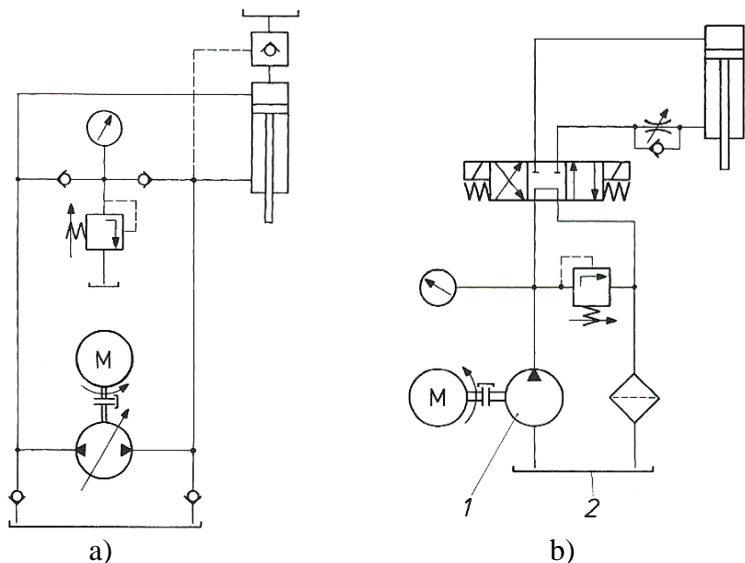
Açıq hidravlik intiqalda (şəkil 1.1.27) nasos mayeni sadə intiqalda olduğu kimi yalnız bir istiqamətdə axmağa məcbur edir. Belə intiqalda işçi mayenin həcmi sabit və ya 0-dan hər hansı maksimum qiymətə qədər

yüksələ bilər. Axının istiqaməti və sürəti (həm də maye sərfi) bir çox sayda klapanlar vasitəsi ilə həyata keçirilir. Açıq intiqal sadə olduğu üçün hidravlik sistemlərdə geniş tətbiq olunur. Nasosun işə düşməsindən əvvəl sistemdə təzyiq aşağı olur. İstismar müddətində kavitasiyanın qarşısının alınması tələb olunur. Bu intiqalda nasosun sorma prosesinin yaxşılaşdırılması üçün nasosun sorma kanalı yağ səviyyəsindən aşağıda yerləşdirilir və ya yağ çəni sıxılmış hava ilə təchiz olunur.



Şəkil 1.1.26. Sadə hidravlik intiqal

Yarımaçıq hidravlik intiqallar (şəkil 1.1.27, b) açıq və qapalı intiqalların xüsusiyyətlərini özündə birləşdirirlər. Burada artıq yağ klapanlar vasitəsi ilə sistemdən kənar edilir və mütəmadi olaraq çənə qaytarılır. Nasos mayeni iki istiqamətdə ötürə bilər. Belə intiqallar yükqaldıran-nəqləyici maşınlarda, preslərdə pilləli hidravlik silindrlərin hərəkətə gətirilməsində istifadə olunurlar.

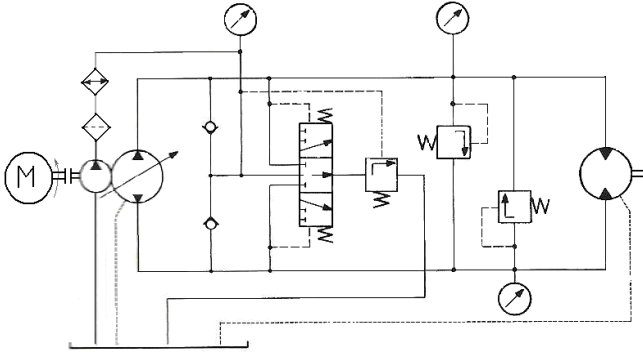


Şəkil 1.1.27. Açıq (a) və yarıməcaq (b) hidravlik intiqal

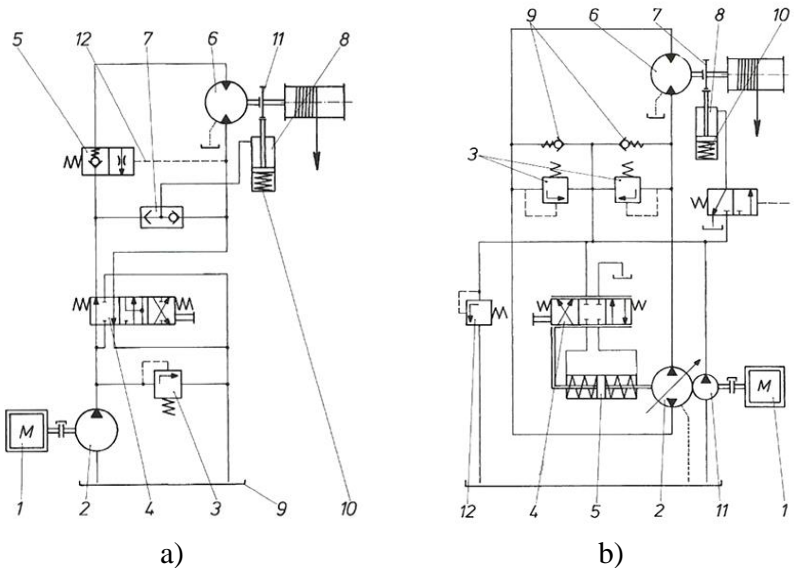
Qapalı hidravlik intiqallarda (şəkil 1.1.28) yağ hər iki istiqamətdə təzyiqlə ötürə bilən nasos icra orqanlarını yağla təmin edir və həmin yağ yenidən nasosa qaytarılır. Sistemdə mayenin sızma itgilərini kompensasiya etmək və mayenin soyudulmasını təmin etmək üçün köməkçi nasosdan da istifadə olunur. Köməkçi nasosun məhsuldarlığı əsas nasosun məhsuldarlığının təxminən 10%-ni təşkil edir. Qapalı intiqallarda icra orqanının hərəkət istiqaməti və sürəti nasos tərəfindən idarə olunur. Nasos və icra orqanı arasında idarəetmə klapanlarının yerləşdirilməsinə heç bir ehtiyac qalmır.

Şəkil 1.1.29, a-da açıq hidravlik intiqallı yükqaldırma mexanizminin prinsipial sxemi göstərilmişdir. Bir fırlanma istiqamətinə və sabit maye həcminə malik olan nasos (2) hərəkəti daxiliyanma mühərrikindən (1) alır. Təzyiqin tənzimlənməsi 3 reduksiya klapanı vasitəsi ilə aparılır. 4 işçi klapanından və 5 idarəetmə ventildən keçərək maye axını 6 hidravlik mühərrikinə daxil olur. Buradan xaric olunan işçi maye yenidən 4 işçi klapanı vasitəsi ilə çənə (9) geri ötürülür. Çevirici klapan (7) həm qalxma, həm də enmə rejimində 8 silindrini maye ilə təchiz edir və beləliklə də 11 əyləcini işdən ayırır. 4 işçi klapanı enmə rejimində işlədikdə 12 borusundakı təzyiq 5 ventili yerdəyişməyə məcbur edir və

maye hidromühərrikdən ventilin drosseli vasitəsi ilə işçi klapanə, oradan isə çənə ötürülür. İşçi klapan orta vəziyyətdə (neytral) olduqda maye işçi klapanədən birbaşa çənə geri ötürülür. Bu halda işçi borularda təzyiq olmadığından yayın təsiri ilə 11 tormozu işçi vəziyyətə gəlir və yük tərpənməz qalır.



Şəkil 1.1.28. Qapalı hidravlik intiqal



Şəkil 1.1.29. Açıq hidravlik intiqallı (a) və qapalı hidravlik intiqallı (b) yükqaldırma mexanizminin sxemləri

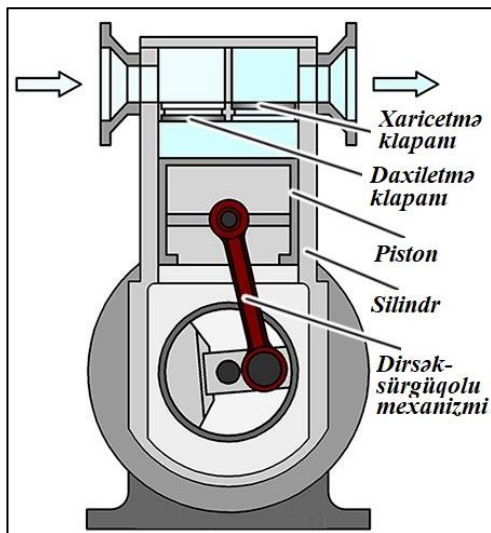

Şəkil 1.1.29, b-də isə qapalı hidravlik intiqala malik olan yükqaldırma mexanizminin prinsipial sxemi göstərilmişdir. Hər iki istiqamətdə mayeni ötürə bilən və dəyişən maye həcminə malik olan nasos (2) hərəkəti daxiliyanma mühərrikindən (1) alır. Daxiliyanma mühərrikinin eyni valı üzərində oturan qidalandırıcı nasos (11), bir tərəfdən yayla idarə olunan 9 əks-klapanları vasitəsi ilə mayenin qapalı dövrəyə ötürülməsini təmin edir, digər tərəfdən isə əsas nasosun idarə olunmasını təmin etmək və 7 tormozunu işdən ayırmaq üçün lazımi təzyiq yaradır. İşçi klapan (4) ikitərəfli silindr (5) vasitəsi ilə 2 nasosunun təsir istiqamətini və işçi mayenin həcmi dəyişdirir. Qapalı dövrədə mayenin təzyiqi 3 reduksiya klapanları ilə tənzimlənir. Qidalandırıcı dövrədə mayenin təzyiqi isə 12 reduksiya klapanı vasitəsi ilə tənzimlənir.

Pnevmatik intiqallar. Pnevmatik intiqallarda sıxılmış qazın potensial enerjisindən, yəni qaz kütlələrinin təzyiq fərqi işindən istifadə olunur. Belə mexanizmlərdə işçi qaz kimi əsasən havadan istifadə edirlər. Ona görə də pnevmatik ötürücülər bir sıra üstünlüklərə malikdirlər. Onlar ekoloji cəhətdən zərərsizdirlər və yangın təhlükəsi yaratmırlar, işçi havanın əldə olunması asan başa gəlir, uzunömürlüyü daha yüksəkdir və çox böyük texniki xidmət işləri tələb etmirlər. Bu tip ötürücülərin konstruksiyası daha sadədir və hidravlik sistemlərlə müqayisədə yüngüldürlər. Pnevmatik ötürücülərin əsas çatışmayan cəhətləri böyük güc ötürə bilməmələri, yüksək təzyiqlə sıxılmış havanın qəza təhlükəsi yaratması və dəqiqliyin yüksək olmamasıdır [8, s. 170]. Bununla belə pnevmatik ötürücülər idarəetmə qurğularında və avtomatlaşdırma texnikasında böyük tətbiq sahəsinə malikdirlər [92, s. 43].

Pnevmatik intiqallar ümumi halda havanı sıxmaq funksiyasını yerinə yetirən kompressordan, sıxılmış havanı lazımi nöqtəyə nəql edən yüksək təzyiq borularından, hava axınıni idarə edən klapanlardan və tələb olunan hərəkəti həyata keçirən icraedici orqandan ibarət olur. İrəliləmə hərəkəti pistonlu silindr və ya membranlı təzyiq kamerası tərəfindən, fırlanma hərəkəti isə pnevmatik mühərrik tərəfindən yaradıla bilər. Avtomatlaşdırma texnikasında pnevmatik tutucu və ya havasoran element kimi icraedici orqanlardan da geniş istifadə olunur.

Kompressor qurğuları qazların sıxılması, hərəkət etdirilməsi, bəzi hallarda isə soyudulması və maye halına salınması funksiyalarını yerinə yetirirlər. Qazın hərəkəti qapalı kanallarda (borular, balonlar və s.) axının iki müxtəlif hissəsində təzyiq fərqi yaradılması hesabına həyata

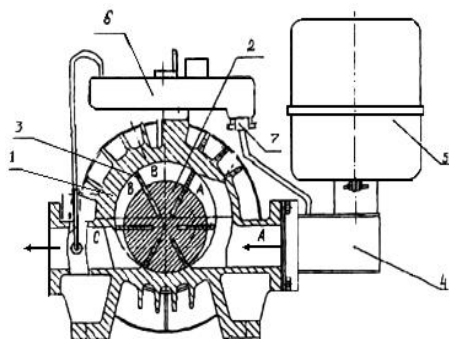
Pnevmatik intiqallarda sıxılmış hava əldə etmək üçün pistonlu, rotorlu və vintlil kompressorlar tətbiq olunur.



Rotorlu kompressorda havanın sıxılması bir və ya bir neçə rotor vasitəsi ilə həyata keçirilir. Şəkil 1.1.32-də sənayedə geniş istifadə olunan



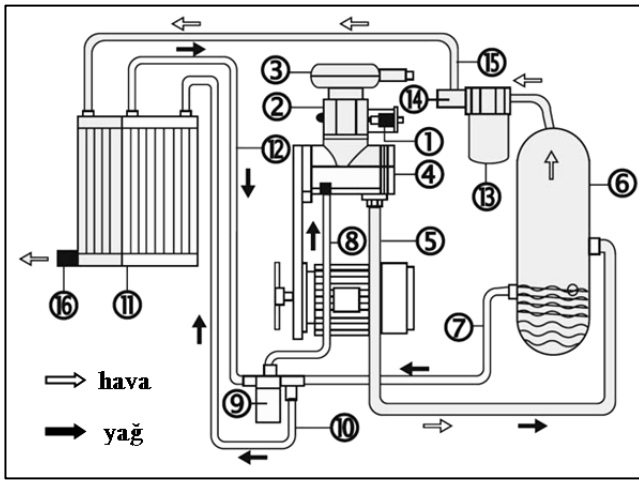
Şəkil 1.1.31 Sənayedə istifadə olunan pistonlu kompressorların ümumi görünüşləri



Şəkil 1.1.32. Rotorlu kompressor

Rotorun fırlanması zamanı lövhələr mərkəzdənqaçma qüvvələrinin təsiri altında pazlar boyunca hərəkət edərək gövdənin daxili divarlarına sıxılırlar. Bunun nəticəsində rotorla gövdə arasında müxtəlif ölçülü hava kameraları yaranır. Hava 5 filtrindən 4 borusu vasitəsi ilə A sorulma zonasına daxil olur. Hava lövhələr vasitəsi ilə hərəkət etdirilərək B sıxma kamerasına ötürülür. Bu kameranın ölçüsü xeyli kiçik olduğu üçün hava yüksək təzyiq qədər sıxılaraq C çıxış borusuna verilir. Rotorlu kompressor yağlama sistemi ilə də təchiz olunmuşdur. Yağ 6 çənindən 7 ventili vasitəsi ilə sistemə daxil olur.

Vintli kompressorun iş prinsipi (şəkil 1.1.33) rotorlu kompressorun iş prinsipi ilə oxşardır. Lakin burada rotorun funksiyasını bir cüt vint yerinə yetirir (şəkil 1.1.34). Kompresor işə düşdükdən bir qədər sonra 1 solenoidli elektrik klapanı avtomatik olaraq bağlanır və hava 3 giriş filtrində təmizlənərək 2 sorma klapanı vasitəsi ilə vint cütünə (4) ötürülür. Burada hava yağla qarışdırılaraq 5 borusu ilə 6 çəninə toplanaraq sıxılır. Sistemdə yağın istifadəsində əsas məqsəd kompressiya səviyyəsini yüksəltmək üçün vintlər və gövdə arasındakı araboşluğunu doldurmaq, vintlərin səthlərində yeyilməni azaltmaq və sistemin soyudulmasını təmin etməkdir. Hava-yağ qarışığı 6 çəmində tərkib hissələrinə ayrılır. Yağ çənin dibinə çökür, hava isə yuxarı hissədə toplanır. 14 minimal təzyiq klapanı havanın 6 çəmində tələb olunan təzyiqə qədər sıxılmasına imkan yaradır. Sıxılmış havanın təsiri ilə çəndə toplanmış yağ 7 borusu ilə 11 radiatoruna daxil olur.



Şəkil 1.1.33. *Vintli kompressorun iş prinsipi*

Soyuduqdan sonra yağ 9 filtrində təmizlənərək 8 borusu ilə yenidən vintli bloka ötürülür və proses təkrar olunur. 6 çəmində təzyiq lazımı həddə çatdıqda hava 13 filtrində bir daha yağdan təmizlənərək 14 klapanından keçirilir və 15 borusu vasitəsi ilə 11 radiatoruna verilir. Buradan isə hava təzyiq altında 16 ventili vasitəsi ilə sistemə ötürülür.

Vintli kompressor aşağıdakı üstünlüklərə malikdir: 1) etibarlılığın və işləmə resursunun yüksək olması; 2) fasiləsiz olaraq uzun müddət işləyə bilməsi; 3) səssiz işləməsi; 4) avtomatik idarəetmə sisteminin mövcudluğu; 5) istismar xərclərinin kiçik olması.



Şəkil 1.1.34. Vintli blok

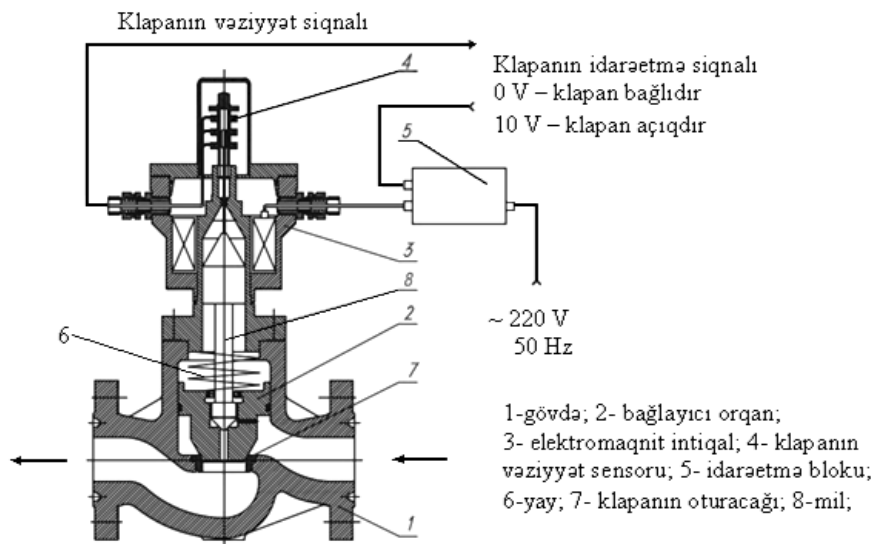
İşçi klapanlar. Klapanların əsas vəzifəsi idarəetmə siqnalından asılı olaraq sıxılmış havanı icraedici orqanlara ötürmək və ya hava axınının qarşısını almaqdır. İşçi klapanlar fasiləli və fasiləsiz işləyən ola bilərlər.

Fasiləli işləyən işçi klapanı idarəetmə orqanı işəsalma maqnit tərəfindən hərəkət etdirilir. İdarəetmə orqanı əvvəlki vəziyyətinə yay və ya başqa bir maqnit vasitəsi ilə gətirilir. Fasiləli işləyən klapanlara pnevmatik və hidravlik qurğularda maye və ya qaz borularının bağlanması üçün geniş istifadə olunan bağlayıcı klapanları misal göstərmək olar. Belə klapanlardan birinin sxemi şəkil 1.1.35-də əks olunmuşdur. 3 elektromaqnit intiqalı 2 bağlayıcı orqanın iki müxtəlif vəziyyətə gətirilməsinə imkan verir. Elektromaqnitin sarğısına cərəyan verildikdə onun rotoru yuxarı hərəkət edir və bu zaman ona tərpənməz bərkidilmiş bağlayıcı orqan da yuxarı hərəkət etdirilərək klapanın açılmasına səbəb olur. Cərəyan kəsildikdə isə sıxılmış yayın təsiri ilə bağlayıcı orqan aşağı hərəkət etdirilərək klapanın yenidən bağlanmasına şərait yaradır.

Fasiləsiz işləyən klapanlara proporsional işçi klapanı misal göstərmək olar. Bu klapanı idarəetmə pistonunun vəziyyəti induktiv yerdəyişmə

sensoru tərəfindən qeydə alınır. Elektrik tənzimləyicisi vasitəsi ilə proporsional maqnit idarə olunur və pistonu tələb olunan vəziyyətə gətirir. Piston əvvəlki vəziyyətinə yay və ya başqa bir proporsional maqnit vasitəsi ilə gətirilir.

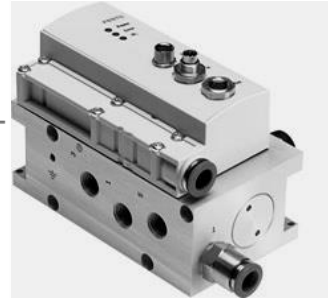
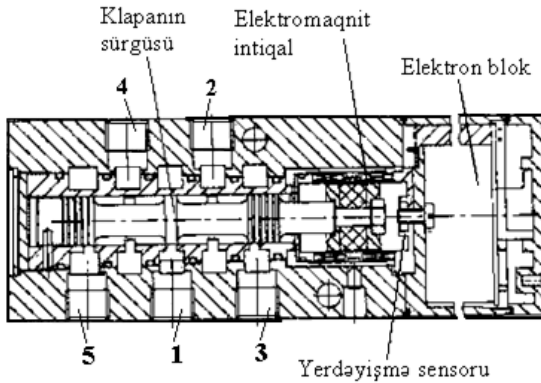
Şəkil 1.1.36-da proporsional işçi klapanın ümumi təsviri, şəkil 1.1.37-də isə bu klapanla pnevmatik sistemin idarə olunması sxemi əks olunmuşdur. Klapanın sürgüsü sola tərəf hərəkət etdikdə sıxılmış hava 1 girişindən daxil olaraq 2 yuvası vasitəsi ilə silindrin sağ kamerasına (şəkil 1.1.37, b) ötürülür və piston sola tərəf hərəkət etdirilir. Sürgü sağa hərəkət etdikdə isə sıxılmış hava 1 girişindən 4 yuvasına, oradan isə borularla silindrin sol kamerasına (şəkil 1.1.37, c) ötürülür və piston sağa tərəf hərəkət edir. Heç bir signal olmadıqda klapanın sürgüsü yaylar vasitəsi ilə orta vəziyyətdə saxlanır və piston heç bir hərəkət etmir.



Şəkil 1.1.35. Bağlayıcı klapanın prinsipial sxemi

Pistonun silindrdəki vəziyyəti S1 sensoru ilə qeydə alınır. Pnevmatik sistemin işi kompyuter ilə birləşdirilmiş idarəetmə bloku tərəfindən idarə olunur. Havanın təzyiqinin cari qiymətləri S2, S3 və S4 sensorları vasitəsi ilə idarəetmə blokuna daxil olur. Təzyiqin tələb olunan qiyməti idarəetmə

blokundan daxil olan siqnala görə tənzimlənilir. Klapanın sürgüsünün sağa-sola hərəkəti isə elektromaqnit intiqal tərəfindən həyata keçirilir.

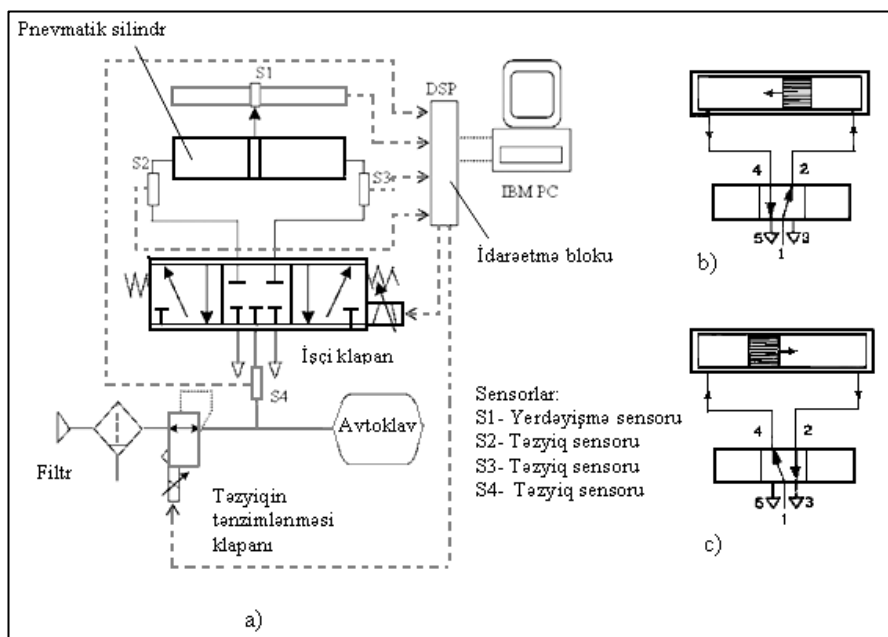


Şəkil 1.1.36. Proporsional işçi klapan

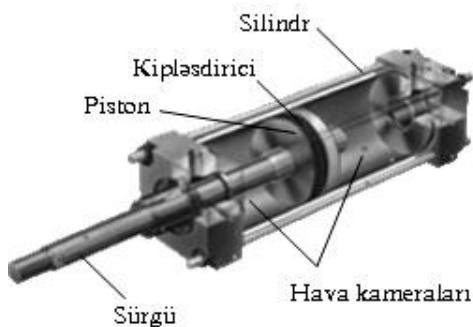
Pnevmatik icra orqanları. Qeyd olunduğu kimi pnevmatik intiqalların əsas elementlərindən biri tələb olunan hərəkəti həyata keçirən icraedici orqandır. İrəliləmə hərəkətini həyata keçirmək üçün pnevmatik silindr və membranlı təzyiq kamerası, fırlanma hərəkətini həyata keçirmək üçün isə pnevmatik mühərrik kimi icra orqanlarından istifadə edirlər. Avtomatlaşdırma texnikasında pnevmatik tutucu və ya havasoran element kimi icraedici orqanlar da geniş tətbiq olunurlar.

Pnevmatik silindr (şəkil 1.1.38) sıxılmış qazın təsiri ilə irəliləmə hərəkətini yerinə yetirən pistondan, pistonu tərpənməz birləşdirilmiş sürgüdən, silindrdən və kipləşdiricilərdən ibarət olur. Membranlı təzyiq kamerasında (şəkil 1.1.39) hava 2 və 3 qapaqları arasında bərkidilən 1 membranına təsir edərək ona tərpənməz olaraq birləşdirilmiş 6 milini aşağı hərəkət etdirir. Milin yerdəyişməsi havanın təzyiqinə mütənasib olaraq dəyişir. Milin geriye hərəkəti 5 yayı vasitəsi ilə həyata keçirilir.

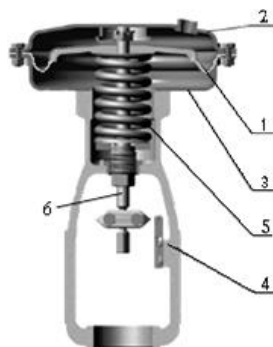
Fırlanma hərəkətini yerinə yetirmək üçün istifadə olunan pnevmatik mühərrikdə sıxılmış hava pərlərin və ya şəkil 1.1.32-də olduğu kimi dəyişən ölçülü sıxma kameralarının vasitəsi ilə rotoru, eləcə də rotorla tərpənməz bərkidilmiş valı fırladır. Şəkil 1.1.40-da rotorlu pnevmatik mühərriklərin bəzi tiplərinin ümumi görünüşləri təsvir olunmuşdur.



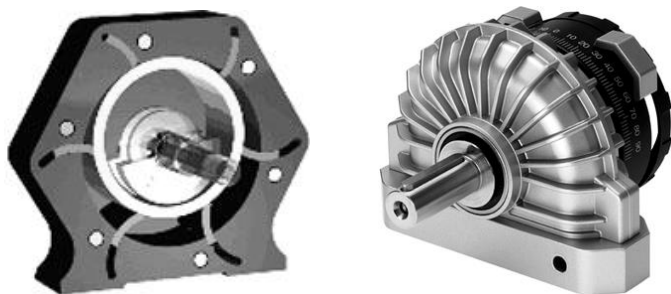
Şəkil 1.1.37. Proporsional işçi klapanla pnevmatik sistemin idarə olunması



Şəkil 1.1.38. Pnevmatik silindr



Şəkil 1.1.39. Membranlı təzyiq kamerası

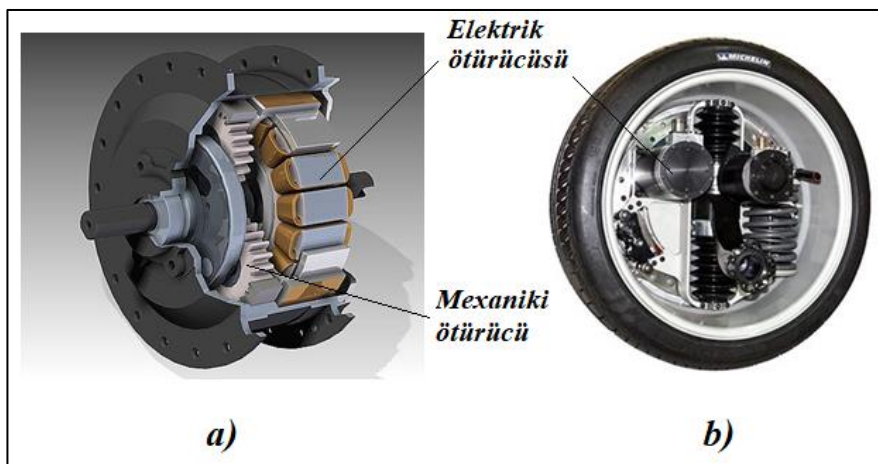


Şəkil 1.1.40. Rotorlu pnevmatik mühərriklər

Maşın və avadanlıqların pnevmatik intiqallarında hal-hazırda qeyd edildiyi kimi pistonlu, vintli və rotorlu kompressorlar geniş istifadə olunurlar. Pistonlu kompressorun imtina səbəblərinə valın, yastıqların, oymaqların, pistonun və onun halqalarının yeyilməsini və eləcə də piston halqalarının, klapanların və onların yaylarının qırılmasını aid etmək olar. Vintli kompressorlar pistonlu kompressorlarla müqayisədə daha etibarlıdırlar və daha böyük resursu malikdirlər. Çünki bu kompressorların əsas işçi orqanı olan vintləri arasındakı araboşluq daimi olaraq yağla təmin olunur və bu işə onların yeyilməsinin qarşısını alır. Vintli kompressorların ən çox sıradan çıxan elementlərinə vintlərin vallarının diyirlənmə yastıqlarıdır. Rotorlu kompressorların əsas işçi elementlərinin yeyilməsi onların faydalı iş əmsalının kəskin azalmasına səbəb olur və buna görə də saz vəziyyətdə olsalar belə, onların sonrakı istismarı iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur.

Elektrik ötürmələri. Lokomotivlərin, ağır tonnajlı yük avtomobillərinin, elektromobillərin və digər nəqliyyat vasitələrinin transmissiyasında müxtəlif tipli elektrik ötürücülərindən geniş istifadə olunur [87, s. 19], [108, s. 36]. Bu ötürücülər bir qayda olaraq generatordan, çeviricidən və elektrik mühərrikindən ibarət olur. Elektrik ötürücüləri nisbətən böyük kütləyə malik olmalarına və hazırlanmasında bahalı əlvan metalların istifadə olunmasına baxmayaraq, hərəkətin daha səlis və səssiz ötürülməsinə, hərəkət istiqamətinin daha asan dəyişdirilməsinə, generatorun maşının istənilən yerində yerləşdirilməsinə imkan verdiyinə görə son illərdə müxtəlif maşın və qurğularda geniş tətbiq olunmağa başlamışdır. Müasir nəqliyyat maşınlarında və o cümlədən bir sıra avtomobil modellərində mexaniki və elektrik

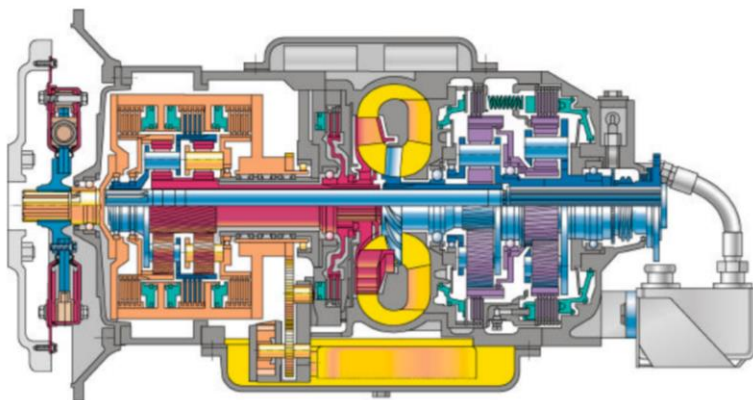
ötürmələrinin sintezindən ibarət olan elektromexaniki strukturlu ötürücülər (şəkil 1.1.40, a), bəzi hallarda isə sırf elektrik ötürücüləri geniş tətbiq sahəsi tapmaqdadır. Şəkil 1.1.40, b-də Peugeot və Michelin şirkətlərinin birgə istehsalı olan və avtomobilin aparən təkərinin diskində quraşdırılan elektrik ötürücüsü əks olunmuşdur [108, s. 44]. Bu cür ötürücü ilə elektromobilin təchiz olunması konstruksiyanın kifayət qədər sadələşməsinə və ötürmələr qutusu, transmissiya və diferensial kimi mexaniki elementlərin əvəz olunmasına imkan verir.



Şəkil 1.1.40. Nəqliyyat maşınlarında və elektromobillərdə istifadə olunan elektromexaniki (a) və elektrik (b) ötürücüləri [108, s. 44]

Elm və texnologiyanın müasir inkişaf səviyyəsi maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin strukturuna da ciddi təsir göstərmişdir. Müxtəlif maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan müasir elektrik intiqalları əslində üç əsas komponentdən – idarəetmə sistemindən, elektrik mühərrikindən və ötürücü mexanizmdən təşkil olunur [75, s. 10]. Müasir elektrik intiqalları maşının işçi orqanının tələb olunan hərəkətini yerinə yetirməkdən başqa müxtəlif texnoloji əməliyyatların avtomatlaşdırılması ilə bağlı bir sıra funksiyaların da həyata keçirilməsində iştirak edirlər. Bu cür texnoloji əməliyyatlara işçi orqanının sürət və təcilinin avtomatik tənzimlənməsini, hərəkət parametrlərinin verilən proqrama uyğunlaşdırılmasını, texnoloji prosesin

optimal rejiminin təmin olunmasını, müxtəlif işçi orqanların hərəkətinin uzlaşdırılmasını aid etmək olar. Belə əməliyyatların yerinə yetirilməsi isə avtomatlaşdırılmış elektrik intiqallarının tətbiqini tələb edir. Hal-hazırda əksər maşınların ötürücü mexanizmləri mexaniki elementlərlə yanaşı, hidravlik, elektrik, elektromaqnit və elektron struktura malik komponentlərdən təşkil olunmuşdur. Ötürücü mexanizmlərin idarə olunmasının təkmilləşdirilməsi onların konstruksiyasının müxtəlif elektron komponentlərlə – sensorlarla, nəzarət-ölçü cihazları ilə təchiz edilməsinə rəvac yaratmışdır [68, s. 67]. 1983-cü ildən başlayaraq aparıcı şirkətlərin avtomobillərinin avtomat ötürmə mexanizmi tərkibində elektron blok olan elektrohidravlik idarəetmə sistemi ilə təchiz olunur [93, s. 18]. Şəkil 1.1.41-də “Voith” şirkəti tərəfindən şəhər avtobusları üçün istehsal olunan avtomat ötürmələr qutusu əks olunmuşdur [189, s. 268]. Şəkildən görüldüyü kimi ötürmələr qutusu mexaniki, hidravlik, elektromaqnit ötürücü elementlərdən və elektron idarəetmə sistemindən ibarət olmaqla mürəkkəb mexatron struktura malikdir.

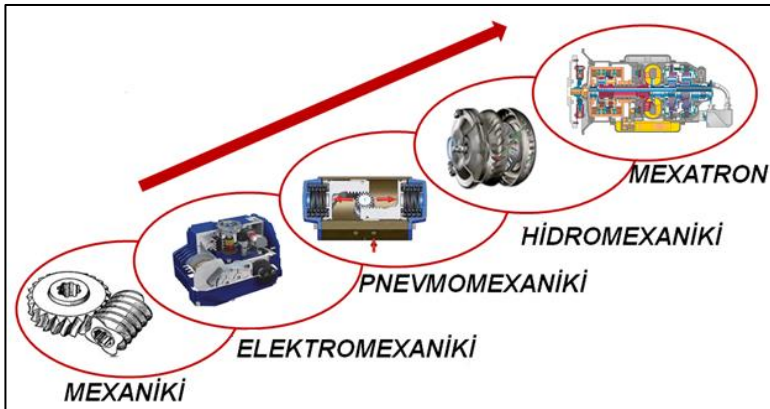


Şəkil 1.1.41. “Voith” şirkəti tərəfindən şəhər avtobusları üçün istehsal olunan avtomat ötürmələr qutusu [189, s. 268]

Şəkil 1.1.42-də ötürücü mexanizmlərin tarixi inkişaf mərhələləri əks olunmuşdur. Şəkildən də görüldüyü kimi müasir maşın və avadanlıqların əksər hissəsinin ötürücü mexanizmləri mexaniki, hidravlik, elektrik, elektron elementlərdən təşkil olunmuş mürəkkəb mexatron struktura malikdir. Müasir ötürücü mexanizmlərin mexatron struktura malik

olması onların konstruksiyasının mürəkkəbləşməsi ilə bərabər istismar zamanı baş verən imtinaların xarakterinin və paylanma xüsusiyyətlərinin də kəskin dəyişməsinə səbəb olur.

İnsanların həyat səviyyəsinin yüksəlməsi nəticəsində müxtəlif maşın və avadanlıqların insan həyatının bütün sferalarında geniş istifadə olunması onların texniki səviyyəsinin və istismar keyfiyyətlərinin yüksəldilməsi ilə bağlı bir sıra tələblərin həyata keçirilməsinə zərurət yaradır.

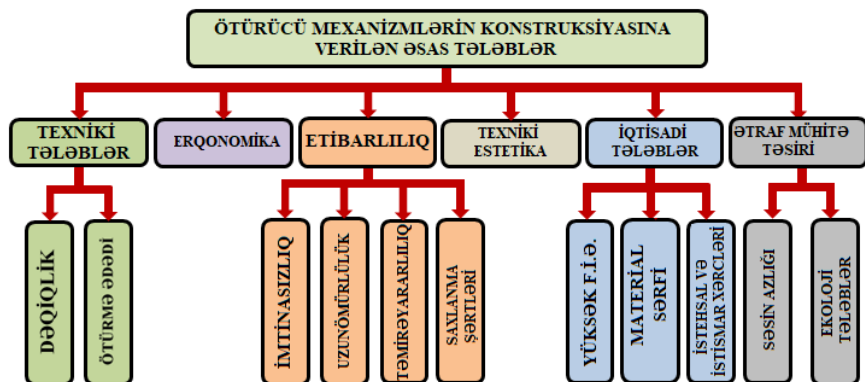


Şəkil 1.1.42. Ötürücü mexanizmlərin tarixi inkişaf mərhələləri

Ötürücü mexanizmlər müasir maşın və avadanlıqların, eləcə də insan-maşın sistemlərinin tərkib hissəsini təşkil etdiyi üçün onların konstruksiyasının bir sıra tələblərə cavab verməsinin layihələndirmə və istehsal prosesində nəzərə alınması çox vacibdir. Ümumi halda ötürücü mexanizmlərin konstruksiyasına verilən əsas tələblər şəkil 1.1.43-də əks olunmuşdur.

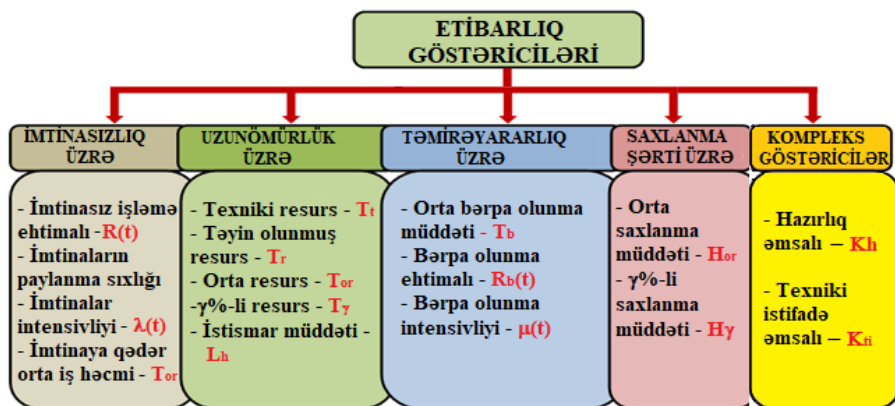
Müasir maşın və avadanlıqların əsas tərkib hissələrindən biri olan ötürücü mexanizmlərin etibarlılığı texniki sistemin keyfiyyət səviyyəsini müəyyən edən ən mühüm göstəricilərdən biridir. Etibarlıq verilmiş zaman müddətində və ya tələb olunan iş həcmində qurğunun öz istismar göstəricilərini verilmiş hədlərdə saxlaya bilməsi qabiliyyətidir [38, s. 36]. Etibarlıq mürəkkəb anlayış olub, daha sadə anlayışlar olan imtinasızlıq, təmirəyararlılıq, uzunömürlük və saxlanma qabiliyyəti ilə xarakterizə olunur. Şəkil 1.1.44-də qeyd olunan bu meyarlara görə etibarlılığın əsas

göstəriciləri əks olunmuşdur [78, s. 52]. Ötürücü mexanizmlərin və onların struktur elementlərinin bütün əsas meyarlar üzrə etibarlıq göstəricilərinin sistemli analizi maşının bütün həyat tsikli ərzində keyfiyyət təminatının əldə olunmasında xüsusi əhəmiyyətə malikdir. Etibarlığın əsas göstəriciləri və etibarlıqla bağlı bütün terminlər standartla müəyyən olunur [154, s. 1].



Şəkil 1.1.43. Ötürücü mexanizmlərin konstruksiyasına verilən əsas tələblər

Müasir maşın və avadanlıqların əsas tərkib hissələrindən biri olan ötürücü mexanizmlərin etibarlığı texniki sistemin keyfiyyət səviyyəsini müəyyən edən ən mühüm göstəricilərdən biridir. Etibarlıq verilmiş zaman müddətində və ya tələb olunan iş həcmində qurğunun öz istismar göstəricilərini verilmiş hədlərdə saxlaya bilməsi qabiliyyətidir [38, s. 36]. Etibarlıq mürəkkəb anlayış olub, daha sadə anlayışlar olan imtinəsizlik, təmirəyararlılıq, uzunömürlülük və saxlanma qabiliyyəti ilə xarakterizə olunur. Şəkil 1.1.44-də qeyd olunan bu meyarlara görə etibarlığın əsas göstəriciləri əks olunmuşdur [78, s. 52]. Ötürücü mexanizmlərin və onların struktur elementlərinin bütün əsas meyarlar üzrə etibarlıq göstəricilərinin sistemli analizi maşının bütün həyat tsikli ərzində keyfiyyət təminatının əldə olunmasında xüsusi əhəmiyyətə malikdir. Etibarlığın əsas göstəriciləri və etibarlıqla bağlı bütün terminlər standartla müəyyən olunur [154, s. 1].



Şəkil 1.1.44. Etibarlığın əsas göstəriciləri

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlıq göstəriciləri çoxlu sayda təsadüfi xarakterə malik amillərdən – istismar şəraitindən, layihələndirmə və hazırlanma dəqiqliyindən, istehsalın səviyyəsindən və eləcə də maşınistin peşəkarlıq səviyyəsindən asılıdır. Ötürücü mexanizmlərin imtinalarını müxtəlif əlamətlərə görə siniflərə ayırmaq mümkündür [5, s. 24]. Baş vermə xarakterinə görə imtinalar tədrici və qəfləti ola bilər. Tədrici imtinalara yeyilmə və yorulma nəticəsində ötürmə detallarının sıradan çıxması səbəbindən baş verən imtinaları aid etmək olar. Qəfləti imtinalar müxtəlif səbəblərdən baş verə bilər. Bunlara təsadüfi yüksək yüklənmələri, hesabat və konstruksiyaetmə xətaqlarını, gizli istehsalat qüsurlarını, istismar zamanı yol verilən səhvləri misal göstərmək olar. Ötürücü mexanizmlərdə qəfləti imtinalar dişli çarxların dişlərinin sınıması, valların qırılması, yastıqların dağılması nəticəsində baş verə bilər. Yaranma səbəbinə görə layihələndirmə xətaqları, istehsalat xətaqları və istismar xətaqları nəticəsində meydana gələn imtinaları fərqləndirmək olar. İmtinanın baş vermə dövründən asılı olaraq uyuşma dövrü imtinaları, normal istismar dövrü imtinaları və köhnəlmə dövrü imtinaları mövcuddur. Bir-birindən asılılığına görə imtinalar asılı və ya qeyri-asılı ola bilərlər. Reduktorun valının sınıraqla sıradan çıxması onun üzərində oturan elementlərin – dişli çarxların və yastıqların da sıradan çıxmasına səbəb ola bilər. Aradan qaldırılmasının mümkünlüyünə görə imtinalar aradan qaldırılan və aradan qaldırılma bilməyən ola bilərlər. Ötürmə detallarının, məsələn, dişli çarxların,

valların, yastıqların imtinaları əksər hallarda aradan qaldırıla bilməyən olurlar. Bütövlükdə ötürücü mexanizmin iş qabiliyyəti isə əsasən bərpa oluna bilər.

Ötürücü mexanizmlərin etibarlığının düzgün qiymətləndirilməsi üçün imtinaların növünün, xarakterinin və paylanma xüsusiyyətlərinin müəyyən edilməsi ən vacib məsələlərdən biridir.

1.2. Ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsi üzrə mövcud tədqiqat işləri

İnsanlar tərəfindən yaradılan ilk qurğuların da etibarlığına müəyyən tələblər qoyulurdu. Bu qurğuların uzunömürlüliyünün və etibarlığının yüksəldilməsi məqsədi ilə müxtəlif tədbirlərin həyata keçirilməsi hələ qədim zamanlardan aktual idi. Yeni qurğuların yaradılması zamanı daha möhkəm materialların tətbiqi və istismar zamanı yağlayıcı maddələrin istifadəsi etibarlığın yüksəldilməsinə xidmət edirdi və bu üsullar hələ orta əsrlərdə də mövcud idi. Lakin etibarlıq nəzəriyyəsi bir elm sahəsi kimi XX əsrin 40-cı illərində təşəkkül tapmağa başlamışdır. Radioelektronika, reaktiv aviasiya, kosmik texnika və hərbi sənaye sahələrində mürəkkəb sistemlərin etibarlığına qoyulan yüksək tələblər etibarlıq nəzəriyyəsinin sürətlə inkişaf etməsinə böyük zəmin yaratdı. Statistik məlumatların nəticələrinə görə II dünya müharibəsi zamanı yeni istehsal olunan təyyarələrin 60%-ə qədər çoxsaylı imtinalar nəticəsində yararsız vəziyyətə düşmüşdü, elektron qurğuların isə 50%-i saxlanma şərtlərinə düzgün riayət olunmaması səbəbindən istismara yararsız olmuşdu [88, s. 7].

XX əsrin 40-50-ci illərində maşın və qurğuların, eləcə də onların əsas elementlərinin etibarlığının qiymətləndirilməsində ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın metodlarından istifadə olunmağa başladı. Bu zaman baş verən imtinalar təsadüfi hadisə, imtinaya qədər olan müddət isə təsadüfi kəmiyyət kimi qəbul olunurdu. XX əsrin 60-cı illərində etibarlığın qiymətləndirilməsində eksperimental metodlardan da istifadə olunması geniş vüsət aldı. Bu metodların əsasında imtinaların baş vermə səbəblərinin araşdırılması, imtinalar haqqında məlumatların toplanması və analizi, sadə imtina modellərinin yaradılması dururdu.

Hal-hazırda etibarlıq nəzəriyyəsi sahəsində fundamental tədqiqatlar əsasən iki istiqamətdə aparılır: 1) mürəkkəb strukturlu və elementləri

arasında mürəkkəb əlaqələrin mövcud olduğu texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində istifadə olunan ehtimal-statistik tədqiqatlar; 2) imtinaların fiziki təbiətinin araşdırılmasına əsaslanan determinə olunmuş tədqiqatlar [88, s. 7].

Birinci istiqamət üzrə aparılan tədqiqatlarda etibarlılığın qiymətləndirilməsinin və proqnozlaşdırılmasının riyazi metodları, istismar və sınaq nəticələrinin statistik analizi, sınaqların planlaşdırılması, daha etibarlı texniki sistemlərin yaradılması, istismar prosesinin təkmilləşdirilməsi əsas yer tutur. İkinci istiqamət üzrə yerinə yetirilən tədqiqatlarda isə etibarlılığa təsir edən əsas amillərin araşdırılması, möhkəmliyə və yeyilməyə hesablamalar, etibarlılığın yüksəldilməsinin texnoloji metodları ön plana çıxır.

Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində istifadə olunan müasir metodları [112, s. 7]-ə əsasən iki əsas qrupa bölmək olar. Birinci qrupa daxil olan metodlarda imtinalar növünə və nəticələrinə görə analiz edilir və etibarlılığın keyfiyyətə qiymətləndirilməsi həyata keçirilir. Yəni, əldə olunan təcrübi biliklər əsasında zəif elementlər müəyyən edilir və sistem elementlərinin etibarlığı təxmini olaraq təyin olunur. Bu metodlar əsasən maşınların layihələndirmə prosesində etibarlılığın proqnozlaşdırılması məqsədi ilə tətbiq olunurlar. Bu tip metodlara “Sistem Elementlərinin Analizi” və “İmtinaların Növünün və Nəticələrinin Analizi” (ingiliscə FMEA – Failure Mode and Effects Analysis) metodlarını şamil etmək olar [10, s. 19], [112, s. 7], [157, s. 15].

Etibarlılığın qiymətləndirilməsinin ikinci qrup metodlarında obyektin imtinalar intensivliyinin analizi aparılır və etibarlıq göstəricilərinin kəmiyyətə qiymətləndirilməsi həyata keçirilir. Bu metodlar ehtimal nəzəriyyəsi və riyazi statistika üsullarının tətbiqinə əsaslanır və buraya Bul məntiqi nəzəriyyəsini, İmtinalar ağacı analizini, Markov modelini, Petri şəbəkələrini aid etmək olar [11, s. 116], [144, s. 5].

“Sistem Elementlərinin Analizi” metodunda sistemin hər bir elementi və elementlərin birləşdirmələri ayrılıqda nəzərdən keçirilir və onların sıradan çıxma səbəbləri araşdırılır [11, s. 116], [144, s. 94].

“İmtinalar növünün və nəticələrinin analizi” üsulunun əsas məğzi ondan ibarətdir ki, burada baxılan sistem və ya onun düyün və elementləri üçün bütün mümkün ola bilən imtina halları müəyyən olunur, eyni zamanda bu imtinaların səbəb və nəticələri tədqiq olunur. Sonda isə

imtina risklərinin qiymətləndirilməsi aparılır və təkmilləşdirmə tədbirləri təyin olunur. Bu metodun əsas məqsədi layihələndirilən qurğunun ən zəif bəndlərinin mümkün qədər tez müəyyən olunması və onların vaxtında aradan qaldırılmasıdır. FMEA metodu hər hansı bir texniki qurğunun seriyalı istehsalından öncə aparılır və onun etibarlılığının keyfiyyət göstəricilərini qiymətləndirmək vəzifəsini həyata keçirir. FMEA sistemin hər bir elementinin və onun mümkün imtinalarının xüsusi cədvəllərdə qeyd olunması ilə həyata keçirilir [145, s. 7]. Bu isə hər hansı bir konstruksiya elementinin nəzərdən qaçırılması imkanını yoxa endirir. Müasir maşın və avadanlıqların minlərlə, hətta bəzən on minlərlə detaldan təşkil olunduğunu nəzərə alsaq, bütün imtina halların cədvəl şəklində qeyd edilərək analiz olunması daha dəqiq nəticələr almağa imkan verə bilər. [114, s. 501]-də təyyarə turbininin rotorunun FMEA-Analizinə baxılmışdır.

Bir çox hallarda “İmtinalar növünün və nəticələrinin analizi” ilə eyni vaxtda “İmtinalar ağacı analizi” də aparılır. Bu üsul FMEA-Analizinin bir sıra çatışmazlıqlarını aradan qaldırır. Belə ki, FMEA-Analizi etibarlıq göstəricilərinin kəmiyyətə qiymətləndirilməsinə imkan vermir. Həm də FMEA-Analizində əsasən induktiv üsuldan istifadə edirlər, yəni burada hər bir imtina ayrı-ayrılıqda baxılır, imtinaların kombinasiyası isə nəzərə alınmır. Təcrübədə isə əksər hallarda hər hansı bir qurğunun sıradan çıxması bir neçə səbəbin kombinasiyası şəklində meydana gəlir. “İmtinalar ağacı analizi” etibarlılığın qiymətləndirilməsinin deduktiv üsullarına aiddir. Yəni texniki qurğunun imtinasına səbəb olan bütün hallar sistem halına salınır.

“İmtinalar ağacı analizi” (ingiliscə FTA – Fault Tree Analysis) sistemin imtinasına səbəb olan daxili və ya xarici təsirlərin (və ya bir neçə təsirin kombinasiyasının) müəyyən olunaraq sistemli şəkildə qiymətləndirilməsidir. Bu metod ilk dəfə 1961-ci ildə Amerika Birləşmiş Ştatlarında “BOEİNG” şirkətinin sifarişi ilə təyyarələrin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məqsədi ilə H.A.Uotson tərəfindən tətbiq edilmişdir [112, s. 160]. Hal-hazırda bu metod istənilən texniki qurğu üçün tətbiq edilə bilər. “İmtinalar ağacı analizi” (bundan sonra FTA-analizi) obyektin etibarlılığının həm keyfiyyətə, həm də kəmiyyətə qiymətləndirilməsinə imkan verir və həm layihələndirmə, həm də diaqnostika prosesində tətbiq oluna bilər.

“İmtinalar ağacı analizi” metodu ehtimal nəzəriyyəsinə və Bul cəbrinə əsaslanır. Sadə qayda və simvollar istifadə etməklə ən mürəkkəb maşın və avadanlıqların FTA-Analizini aparmaq mümkündür. Bu metodda da etibarlılığın qiymətləndirilməsi sistemin düyünlərə və ən kiçik elementlərə görə təsnifatı əsasında yerinə yetirilir. Maşının, düyün və detalların, eləcə də onların birləşdirmə elementlərinin etibarlıq göstəricilərini qiymətləndirmək üçün əvvəlcə sistemin imtinasına səbəb olan hallar müəyyən olunur. Növbəti mərhələdə qurğunun hər bir ierarxik strukturunda meydana gəlməsi ehtimal olunan imtinalar və bu imtinaların yuxarı ierarxik səviyyədə yarana biləcək imtinalara təsiri tədqiq edilir. Proses ən sonuncu ierarxik struktur elementinə qədər, yəni ən sadə elementlərə və onların ayrı-ayrı imtinalarının araşdırılmasına qədər yerinə yetirilir. Maşın və ya avadanlığın FTA-Analizi elə bir metoddur ki, baş verməsi ehtimal olunan bütün imtina halları qrafiki olaraq təsvir edilir və onların bir-birinə təsiri simvollarla əlaqələndirilir [163, s. 36].

Ötürmə sisteminin etibarlıq göstəricilərinin kəmiyyətə təyin olunmasında Bul məntiqi nəzəriyyəsindən də geniş istifadə edirlər. Bu nəzəriyyəyə görə sistemin işgörmə qabiliyyəti bərpa olunmur, yəni ilk imtinadan sonra sistem istismardan çıxarılır. Bərpa olunan sistemlərdə isə ilk imtinaya və ya ilk təmirə qədər olan istismar müddəti əsas götürülür. Burada sistemin hər bir elementi yalnız iki müxtəlif vəziyyətdən birində ola bilər: 1) istismara yararlıdır; 2) imtina etmişdir və istismara yararsızdır. Bul məntiqi nəzəriyyəsinə görə texniki sistemin elementlərinin bir-birindən asılı olmaması qəbul edilir, yəni hər bir elementin imtinasının digər elementlərin işgörmə qabiliyyətinə təsir etməməsi qəbul edilir [165, s. 222].

Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının kəmiyyətə qiymətləndirilməsində müxtəlif statistik modellərdən – imtinaların paylanma qanunlarından da geniş istifadə edirlər. Etibarlılığın düzgün qiymətləndirilməsində statistik modelin və onun parametrlərinin seçilməsi mühüm əhəmiyyətə malikdir. Seçilən statistik model imtinaların faktiki paylanmasını kifayət qədər düzgün əks etdirməlidir. Hal-hazırda maşınların və onların struktur elementlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsində onlarla müxtəlif statistik modeldən istifadə olunur. [107, s. 48], [161, s. 29], [176, s. 47] və başqa bir sıra etibarlılığın qiymətləndirilməsi ilə bağlı ədəbiyyatlarda ən çox istifadə olunan paylanma qanunları haqqında geniş məlumatlar verilmişdir. İmtinaların

mövcud paylanma qanunlarının hər birinin müəyyən üstün və çatışmayan cəhətləri vardır. Hər hansı bir texniki sistem üçün imtinaların statistik modelinin seçilməsi zamanı istismar şəraiti, imtinaların növü və xarakteri, qurğunun konstruktiv xüsusiyyətləri və digər amillər nəzərə alınmalıdır. Təcrübə göstərmişdir ki, texniki sistemin normal istismar dövründə eksponensial paylanma qanunu, qarantiya (uyuşma) dövründə Veybul paylanması, köhnəlmə dövründə isə normal paylanmadan istifadə etmək daha əlverişlidir [53, s. 49]. Buradan belə bir nəticə çıxarmaq olar ki, əksər texniki qurğuların bütün istismar dövrü ərzində eyni bir paylanma qanunundan istifadə etmək həmişə mümkün olmur. [112, s. 41]-də ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində Veybul paylanmasından istifadə olunması təklif olunmuşdur. Lakin istismarın müxtəlif mərhələlərində Veybul paylanmasının parametrlərinin qiymətinin fərqli qəbul edilməsinin zəruri olması hesablamalarda müəyyən çətinliklər yaradır.

[72, s. 70]-də imtinalar intensivliyinin monoton artması zamanı etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. Bu hal texniki sistemin istismarında köhnəlmə dövrünə uyğun gəlir. [73, s. 80]-də isə dəyişən monoton artan yüklənmə zamanı sürətləndirilmiş sınaqlar əsasında etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi araşdırılmışdır. [90, s. 77]-də yeni qurğunun layihələndirilməsi mərhələsində tədrici imtinaların nəzərə alınması şərti ilə etibarlığın proqnozlaşdırılması məsələsi tədqiq edilmişdir və bu məqsədlə Veybul paylanmasının və normal paylanmanın parametrlərinin qiymətləndirilməsi həyata keçirilmişdir.

Bir sıra tədqiqatlarda imtinalar müxtəlif səbəblərdən baş verdikdə iki və daha çox paylanmanın superpozisiyasından ibarət statistik modeldən istifadə olunmuşdur. Məsələn, [39, s. 8]-də eksponensial və Veybul paylanmalarının superpozisiyasından ibarət statistik model əsasında etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. [105, s. 32] və [106, s. 9]-də komponentlərinin imtinaları müxtəlif paylanma funksiyalarına tabe olduğu hal üçün mürəkkəb texniki sistemin etibarlığının qiymətləndirilməsi məsələsi həll edilmişdir.

[125, s. 142]-də yük və gərginliklərin müxtəlif paylanma sxemlərində etibarlığın və möhkəmliyin qiymətləndirilməsi məsələlərinə baxılmışdır. Bu məqsədlə eksponensial, normal, ekstremal paylanmalardan və Veybul paylanmasından istifadə edilmişdir. [128, s. 112]-də daha qısa müddət

ərzində imtinalar haqqında statistik məlumatlar əldə etmək üçün sürətləndirilmiş sınaqların nəticələrindən istifadə edilmişdir. Eksponensial paylanmanın tətbiqinə əsaslanan modelin parametrlərinin maksimal həqiqətə uyğunluğunun qiymətləndirilməsi aparılmış və onların təxmini dürüstlük intervalları müəyyən edilmişdir. Təklif olunan qiymətləndirmə metodunun effektivliyini müqayisə etmək üçün Monte-Karlo üsulu ilə modelləşdirmə aparılmışdır.

Ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın metodları əsasında konstruksiyanın etibarlılığının imtinasızlıq, uzunömürlük, təmirəyararlıq və saxlanma meyarlarına görə qiymətləndirilməsi M. Mayerin, N.F. Xotsialovun, N.S. Streletskinin, V.V. Bolotinin, S.H. Babayevin və digər alimlərin tədqiqatlarında öz əksini tapmışdır [38, s. 39], [75, s. 33]. Tələb olunan etibarlıq dərəcəsinə görə mexaniki konstruksiyanın təhlükəsizlik əmsalının təyini məsələsinə bir sıra müasir tədqiqatlarda yer verilmişdir [98, s. 82], [174, s. 123], [181, s. 60].

Ötürücü mexanizmlərin müxtəlif işçi detallarının etibarlılığının kəmiyyətə qiymətləndirilməsində “yük – yüklətmə qabiliyyəti” modelindən geniş istifadə olunur. Burada detalın yüklənməsinin və yüklətmə qabiliyyətinin müəyyən statistik paylanma qanununa tabe olması fərz edilir və ehtimal nəzəriyyəsinin metodları əsasında imtinasız işləmə ehtimalının qiymətləndirilməsi aparılır.

AzTU-nun professoru A.H. Abdullayevin tədqiqatlarında yükün və yüklətmə qabiliyyətinin normal paylanma qanununa tabe olması halında dişli çarx mexanizmlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məsələsi araşdırılmışdır [29, s. 29]; [34, s. 16].

[80, s. 114]-də yükləmənin və yüklətmə qabiliyyətinin normal paylanma qanununa tabe olduğu qəbul edilərək mexaniki ötürmənin müxtəlif elementlərinin – dişli çarxların, valların, yastıqların, muftaların layihələndirilməsində tələb olunan etibarlıq dərəcəsindən asılı olaraq möhkəmlik ehtiyatı əmsalının seçilməsi metodikası təklif olunmuşdur. [137, s. 240]-da “maksimal yük – minimal yüklətmə qabiliyyəti” modeli əsasında konstruksiyanın etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır.

[71, s. 198]-də yükləmənin və yüklətmə qabiliyyətinin müxtəlif paylanma qanunlarına tabe olduğu bir sıra kombinasiyalara baxılmış və imtinaların baş vermə ehtimalının qiymətləndirilməsi həyata keçirilmişdir.

[139, s. 43]-də konstruktiv, texnoloji və istismar parametrlərinin seçilməsi yolu ilə texniki sistemin tələb olunan etibarlıq dərəcəsi ilə yaradılması metodu təklif olunmuşdur. Bu məqsədlə parametrlərin qiymətləndirilməsi Veybul paylanması və eksponensial paylanma üçün yerinə yetirilmişdir. [140, s. 244] və [141, s. 209]-da layihələndirmə mərhələsində detalların, mexanizmlərin və bütövlükdə texniki obyektlərin ehtiyat əmsalı, yeyilməyədavamlılıq, korroziyadavamlılıq və yorulma möhkəmliyi əsasında resursunun proqnozlaşdırılması məsələsi tədqiq olunmuşdur. [63, s. 50] və [64, s. 20]-də tələb olunan etibarlıq dərəcəsinə uyğun olaraq texniki sistemlərin resursunun proqnozlaşdırılması məsələlərinə baxılmışdır. [84, s. 56]-da dövrü yükləməyə məruz qalan texniki qurğuların etibarlıq sınaqları zamanı sınaqların tələb olunan sayının təyini məsələsi araşdırılmışdır.

Müxtəlif materialların yorulmaya müqavimət xarakteristikalarının nəzərə alınması əsasında sabit və dəyişən amplitudlu dövrü yükləmədə konstruksiyanın resursunun qiymətləndirilməsi A. Vöhler, V. Veybul, E. Haibax, V. P. Koqayev, S. V. Serensen, N. A. Maxutov və digər tədqiqatçıların araşdırmalarında öz əksini tapmışdır [60, s. 42], [160, s. 21].

Maşın və avadanlıqların, eləcə də onların müxtəlif işçi detallarının etibarlılığının qiymətləndirilməsində “parametr – müsaidə sahəsi” modelindən də geniş istifadə olunur. Etibarlığın təmin olunması üçün maşının keyfiyyət səviyyəsini xarakterizə edən bir sıra parametrlər normalarla müəyyən edilən hədlərdə olmalıdır. Hər bir obyektin bütün vəziyyətləri və parametrləri qəbul olunmuş standartla görə normativ-texniki sənədlərə uyğun olmalıdır [20, s. 11]. Belə parametrlərə detalların həndəsi ölçülərini, onlar arasındakı araboşluqlarını, sürtünmə əmsallarını, faydalı iş əmsalını, məhsuldarlıq göstəricilərini və s. aid etmək olar. [78, s. 356]-da yeyilmə meyarına görə “parametr – müsaidə sahəsi” modeli əsasında etibarlığın qiymətləndirilməsi və proqnozlaşdırılması məsələsinə baxılmışdır. Təcrübə göstərir ki, maşınların əksər hərəkətli detalları yeyilmə nəticəsində həndəsi ölçülərin tələb olunan hədlərdən kənara çıxması nəticəsində öz etibarlığını itirir. Məsələn, yükləyici qabiliyyəti 8 ton olan avtomobilin 100 min km yürüşündən sonra yaranan imtinaların 40%-i yeyilmə nəticəsində baş verir [27, s. 26].

[59, s. 40]-da neft-mədən avadanlıqlarının imtinalarının səbəblərinin təsnifatı və növbəti montaj aparılanadək təmirlərarası qalıq resursunun qiymətləndirilməsi məsələlərinə baxılmışdır.

Etibarlıq üzrə mövcud ədəbiyyatlarda imtinaların aradan qaldırılması xüsusiyyətinə görə texniki obyektlər iki qrupa bölünür: 1) iş qabiliyyəti bərpa olunmayan obyektlər; 2) iş qabiliyyəti bərpa olunan obyektlər [18, s. 10], [25, s. 10], [27, s. 9]. Əksər texniki sistemlərin və onların əsas düyümlərinin iş qabiliyyəti istismar prosesində bərpa olunmaq qabiliyyətinə malikdir. Yəni bu cür sistemlərin istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar texniki qulluq və təmir işləri vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilər. Bu isə sistemin etibarlılığının və istismar keyfiyyətinin əhəmiyyətli dərəcədə yüksəldilməsinə səbəb olur. Ona görə də iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində təmirə yararlılıq göstəricilərindən geniş istifadə edirlər. Mövcud ədəbiyyatda [107, s. 61], [112, s. 337], [177, s. 95] iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi zamanı baş verən bütün imtinaların aradan qaldırıla bilən olması qəbul edilir. Həqiqətdə isə bu cür yanaşma heç də həmişə reallığı əks etdirmir, yəni əksər texniki qurğuların istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar heç də həmişə aradan qaldırıla bilmir. Bəzən istismar zamanı elə imtinalar baş verir ki, onların aradan qaldırılması mümkün olmur və texniki sistem iş qabiliyyətini tamamilə itirərək istismardan çıxarılır. Məsələn, avtomobillər və onların ötürmə sistemləri bərpa olunan sistemlərə aiddir. Onların istismarı zamanı meydana çıxan əksər imtinalar təmir vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilər, lakin təsadüfi hadisələr (məsələn qəza, yanğın, qeyri-peşəkar idarəetmə və s.) nəticəsində elə imtinalar da baş verə bilər ki, onların aradan qaldırılması heç cür mümkün olmasın. Ona görə də bu cür sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi zamanı aradan qaldırıla bilən və aradan qaldırıla bilməyən imtinaların ayrı-ayrılıqda analiz edilməsi və onların etibarlıq göstəricilərinə təsirinin tədqiq edilməsi aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır. Çünki hər iki tip imtinalar xarakterinə və yaranma səbəblərinə görə bir-birindən fərqlənirlər və onların etibarlıq göstəricilərinə təsiri müxtəlif olur.

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin əksər detal və düyümləri iş qabiliyyəti bərpa olunmayan obyektlərə aiddir. Bunlara dişli çarxları, sonsuz vintləri, valları, yastıqları, qayıqları, qasnaqları və s. aid etmək olar. Belə elementlər imtina baş verdikdən sonra dərhal

istismardan çıxarılır və onların etibarlılığı əsasən imtinasızlıq və uzunömürlük meyarına görə qiymətləndirilir. Bu tip elementlərin layihələndirmə prosesində etibarlılığının proqnozlaşdırılması üçün onların əsas işgörmə qabiliyyəti meyarına görə hesabı aparılır. Bu meyarlara möhkəmlik, sərtlik, yeyilməyə davamlılıq, istiyədavamlılıq və titrəməyə davamlılıq aiddir [1, s. 256].

Ötürücü mexanizmlərin tipik detallarının möhkəmlik və yeyilməyə davamlılıq meyarlarına görə etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə çoxlu sayda tədqiqatlar həsr olunmuşdur. Dişli çarxların sıradan çıxma səbəbləri əsasən dişlərdə yaranan kontakt və əyilmə gərginliklərinin uzunmüddətli təsiri ilə əlaqədardır [40, s. 6], [57, s. 128], [149, s. 2].

Alman standartlar institutu (DIN – Deutsches Institut für Normung) tərəfindən silindrik dişli çarxların kontakt gərginliyinə [151, s. 3] və əyilmə gərginliyinə görə [152, s. 3] hesablanma metodlarının standartları qəbul edilmişdir. Sonsuz vint ötürmələrinin kontakt və əyilmə gərginliklərinə və eləcə də yeyilməyə görə hesablatlarının standartı isə [153, s. 33]-də öz əksini tapmışdır.

Dişli çarxların kontakt gərginliyinə görə hesablanması bir-birinə sıxılmış iki silindr arasında yaranan gərginliklərin Herts düsturuna görə təyininə əsaslanmışdır [168, s. 141]. Dişlər arasında yaranan kontakt gərginliklərinin qiyməti çoxlu sayda amillərdən asılıdır. Ona görə də bu gərginliklərin təyin olunması və onun ötürmənin uzunömürlüyyəsinə təsirinin araşdırılması ilə bağlı olaraq bütün dünyada bir çox sayda tədqiqatlar aparılmışdır.

[81, s. 6]-də dişin səthində aparılan termiki emal qalınlığının kontakt dözümlüyyəsinə təsiri araşdırılmışdır. [110, s. 43]-də yağlamanın dişlər arasındakı kontakt gərginliklərinə təsiri araşdırılmışdır və müəyyən olunmuşdur ki, dişlər arasında nisbi sürüşmənin olması kontakt gərginliklərinin qiymətinin 6%-ə qədər artmasına səbəb olur. [120, s. 71]-də korrektə olunmuş silindrik çəp dişli çarx ötürməsində qapama əmsalından asılı olaraq kontakt gərginliklərinin və yeyilmənin qiymətləndirilməsi aparılmışdır. Müəyyən olunmuşdur ki, dişin profilinin korreksiyası kontakt gərginliklərinin 20% azalmasına səbəb ola bilər. Bu isə qapama əmsalının müəyyən qiymətlərində uzunömürlüyyənin 50%-ə qədər artırılmasına imkan verir. Planetar dişli çarx ötürmələrinin satellitlərinin dişində kontakt gərginliklərinin qiymətləndirilməsi

məsələsinə [121, s. 235]-də baxılmışdır. [135, s. 768]-də böyük ölçülü silindrik çəp dişli çarx ötürməsinin dişlərinin işçi səthlərində pitting və korroziya əlamətlərinin eksperimental yolla aşkar olunması üsulu təklif olunmuşdur. [116, s. 293]-də kənd təsərrüfatı texnikasında istifadə olunan ötürmələrin dişli çarxlarında yaranan gərginliklərin son elementlər üsulu ilə analizi aparılmışdır. Alınan nəticələrin analitik hesabatın nəticələrinə uyğun olması sübuta yetirilmişdir.

Dişli çarx ötürmələrinin tamamilə sıradan çıxmasına səbəb olan əyilmə gərginliklərinin təyininə həsr olunmuş çox sayda tədqiqatlar mövcuddur. [131, s. 219]-də konusvari dişli çarx ötürməsinin aparıcı çarxının dişlərinin fraktoqrafik analizi aparılmışdır. Tədqiqat göstərmişdir ki, əyilmə gərginliyinin təsiri nəticəsində yaranan ilk çatlar dişin işçi səthinin dib hissəsində meydana gəlir. Yüklənmə istiqamətinin dəyişdirilməsi şərti ilə səthi tablandırılmış dişlərin əyilmə gərginliyinə görə davamlılığı [146, s. 77]-də araşdırılmışdır. Müəyyən olunmuşdur ki, yükün istiqamətinin məhdud sayda dəyişdirilməsi dişlərin möhkəmliyinə və uzunömürlülyünə ciddi təsir göstərmir. [113, s. 121]-də dişin orta hissəsində və ucunda əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə sınımların baş verməsi eksperimental və analitik üsulla tədqiq edilmişdir.

Öz yıqıcamlığı, böyük ötürmə ədədi, səlis və səssiz işləməsi ilə müasir qurğularda böyük tətbiq sahəsinə malik olan sonsuz vint ötürmələri də geniş tədqiq olunan ötürücü mexanizmlərdən biridir. Sonsuz vint ötürmələrinin tədqiqində ən vacib məsələlər faydalı iş əmsalının yüksəldilməsi, ötürmənin uzunömürlülyünün artırılması məqsədi ilə çarxın materiallarının yeyilməyə qarşı davamlılığının yüksəldilməsi və istilik hesablamaları ilə bağlıdır. [162, s. 116]-də müxtəlif tipli sonsuz vintlərin yükləyici qabiliyyəti və faydalı iş əmsalı səthi bərklikdən asılı olaraq araşdırılmışdır. Konsistent yağların sonsuz vint ötürməsinin yükləyici qabiliyyətinə və faydalı iş əmsalına təsiri isə [166, s. 47]-də ətraflı tədqiq edilmişdir. [169, s. 141]-də karter üsulu ilə yağlanan sonsuz vint reduktorunda optimal yağ axınının yaradılması məsələsinə baxılmışdır. [170, s. 152] silindrik sonsuz vint ötürməsinin pitting nəticəsində yeyilməyə davamlılığının araşdırılmasına həsr olunmuşdur. [175, s. 53] və [188, s. 39]-də sonsuz vint ötürməsinin müxtəlif həndəsi parametrlərinin və ilişmə xüsusiyyətlərinin onun yükləyici qabiliyyətinə təsiri tədqiq olunmuşdur. [179, s. 20]-də sonsuz vint çarxının dişlərinin əyilmədə möhkəmliyinin eksperimental olaraq

sınaqdan keçirilməsi məsələlərinə baxılmışdır. [132, s. 115]-də sonsuz vint ötürmələrində istilik balansının təmin olunması məsələsi araşdırılmışdır. Friksion avtorəqslərin sonsuz vint ötürməsinin işləmə qabiliyyətinə təsiri məsələsi [76, s. 81]-də tədqiq edilmişdir və sonsuz vint reduktorlarının ekspress sınağı üçün metod təklif edilmişdir.

[67, s. 22]-də maşın və avadanlıqlarda geniş tətbiq sahəsi tapan diyircəkli intiqal zəncirlərinin resursunun diyircəklərin yeyilmə meyarına görə ehtimal-statistik metodlarla proqnozlaşdırılması məsələsinə baxılmışdır.

Maşın və qurğuların etibarlı və təhlükəsiz işinin təmin olunmasında onların intiqallarında istifadə olunan ötürücü muftaların yüklənmədən və iş şəraitindən asılı olaraq düzgün seçilməsi əhəmiyyətli rol oynayır. [19]-də maşın və avadanlıqların intiqallarının sistemli analizi ilə muftaların seçilməsinin nəzəri əsaslarının işlənməsi məsələsinə baxılmışdır.

[15, s. 4]-də sistemli yanaşma əsasında neft və qaz quyularının qazılması üçün qaldırma kompleksinin işləmə qabiliyyətinin və uzunömürlüliyünün qiymətləndirilməsi vasitələri və metodlarına baxılmışdır. Qaldırma kompleksinin friksion muftasının konstruksiyasında təkmilləşdirmə aparılmış və bu məqsədlə söndürücünün tətbiq olunması təklif olunmuşdur. Nəticədə friksion muftanın rezin balonunun uzunömürlüliyünün 40%-dək artırılmasına nail olunmuşdur.

Yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri və onların əsas düyümləri (reduktorlar, muftalar və s.) iş qabiliyyəti bərpa olunan obyektlərə aiddirlər. İş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi üçün bir sıra üsullar mövcuddur. Bu üsullara Markov modelini, Bul-Markov modelini, Semi-Markov modelini, qraflar və bərpaolunma nəzəriyyələrini, Petri şəbəkələrini misal gətirmək olar [112, s. 359].

[115, s. 169]-də iş qabiliyyəti bərpa olunan bir və çoxelementli sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi üsullarına ətraflı baxılmışdır. İş qabiliyyəti bərpa olunan texniki obyektlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində Markov modelindən geniş istifadə edirlər. Bu modelə görə texniki sistem iki müxtəlif vəziyyətdən birində ola bilər: 1 - texniki sistem saz haldadır və istismardadır; 2 - texniki sistemdə imtina vaş verib və təmirdədir. Markov modelində imtinalar və bərpaolunma

intensivliklərinin sabit olması qəbul edilir və ona görə də eksponensial paylanma qanunu əsasında etibarlıq göstəriciləri təyin edilir.

Gəmi dizel mühərriklərinin və onların müxtəlif mexanizmlərinin etibarlılığının Markov modeli əsasında analizi [46, s. 25]-də yerinə yetirilmişdir. [164, s. 91]-də mürəkkəb texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində modifikasiya olunmuş Markov modelindən istifadə olunması təklif olunmuşdur.

Bərpa olunan çoxkomponentli sistemin etibarlılığının qiymətləndirilməsində müxtəlif stoxastik modellərdən istifadə olunur. [142, s. 470]-də komponentlərin imtinalarının bir-birindən asılı olması halında Bayes inanc şəbəkəsi tətbiq edilmişdir və bu metodika prokat dəzgahının ötürmələr qutusunun etibarlılığının qiymətləndirilməsinə şamil olunmuşdur. [133, s. 200] bir-birindən asılı olan iki komponentdən təşkil olunmuş sistemin təmirəyararlılıq göstəricilərinin təyininə həsr olunmuşdur. [171, s. 83]-də stoxastik modellərdən, xüsusilə də Petri şəbəkələrindən istifadə etməklə hibrid avtomobil ötürücü mexanizmlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır.

İş qabiliyyəti bərpa olunan texniki obyektlərin etibarlılığına texniki qulluqlar və təmirlər sisteminin düzgün təşkilinin böyük rolu vardır. [143, s. 221]-də bərpa olunan sistemin texniki qulluqlarının elə bir optimallaşdırılması modeli işlənmişdir ki, burada texniki qulluqların xarakteri sistemin təmir olunmayan hissələri ilə müəyyən olunur. Bir çox maşın və avadanlıqların istismarı mövsümi xarakter daşıyır və ona görə də bu tip texniki sistemlərin istismar müddəti təkrar olunan dövrü fasilələrlə müşayiət olunur. [127, s. 898]-də istismar zamanı yaranan fasilələrin nəzərə alınması ilə etibarlılığın modelləşdirilməsi məsələsinə baxılmışdır. [136] külək enerjisi qurğularının texniki qulluq və nəzarət sistemlərinin modelləşdirilməsinə həsr olunmuşdur.

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin strukturu və etibarlılığının qiymətləndirilməsi ilə bağlı nəzərdən keçirilən ədəbiyyatın analizi aşağıdakı ümumi nəticələrə gəlməyə imkan verir:

- Elm və texnologiyanın inkişafı ilə əlaqədar olaraq müasir texnoloji maşın və avadanlıqlar, eləcə də onların əsas tərkib hissələrindən biri olan ötürücü mexanizmlər mexaniki baza strukturuna malik olmaqla, mexaniki elementlərdən başqa

hidravlik, elektrik, elektromaqnit, elektron və digər tipli elementlərlə də təchiz olunurlar;

- Yeni yaradılan maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin mürəkkəb mexatron struktura malik olması istismar zamanı baş verən imtinaların xarakterinə, paylanma xüsusiyyətlərinə və beləliklə də etibarlığın əsas göstəricilərinin zamandan asılılıq qanunauyğunluqlarına ciddi təsir göstərir;
- Mürəkkəb struktura malik olan müasir ötürücü mexanizmlərin bir sıra mexatron strukturlu elementlərində qəfləti imtinaların baş verməsinin kəskin artması etibarlığın qiymətləndirilməsində stoxastik modellərin tətbiq olunmasına zərurət yaradır;
- Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri iş qabiliyyəti bərpa olunan qurğulara aid olunsalar da, istismar zamanı aradan qaldırıla bilməyən imtinaların da baş verməsi istisna olunmur;
- Etibarlığın qiymətləndirilməsində təmirəyararlılıq göstəriciləri ilə bərabər aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması maşın və avadanlıqların hazırlıq əmsalının yüksəldilməsinə, maşından effektiv istifadə olunmasına imkan verə bilər;
- Müasir ötürücü mexanizmlərin əsas işçi elementlərinin möhkəmlik və uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizinin aparılması onların etibarlığının yüksəldilməsinə imkan verə bilər;

Ötürücü mexanizmlərin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı nəzərdən keçirilən tədqiqat işlərinin və ədəbiyyatın analizi belə bir nəticəyə gəlməyə imkan verir ki, bu sahədə çoxlu sayda tədqiqatların aparılmasına baxmayaraq, mexatron strukturlu müasir intiqalların imtinalarının sistemli analizi və aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların etibarlıq göstəricilərinə təsiri kifayət qədər araşdırılmamış, ötürücü mexanizmlərin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi aparılmamışdır. Bundan başqa ötürücü mexanizmlərin etibarlığının proqnozlaşdırılmasında istifadə olunan mövcud statistik modellər bütün istismar dövrünə dəqiqliklə şamil oluna bilmirlər və bu məqsədlə tam istismar dövrünü əhatə edən paylanma funksiyalarının işlənməsinə zərurət vardır.

Ötürücü mexanizmlər mexatron strukturlu müasir maşın və avadanlıqların əsas tərkib hissələrindən biridir və onların etibarlığının

düzgün qiymətləndirilməsi, uzunömürlüliyünün və təmirəyararlıq qabiliyyətinin yüksəldilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

Bütün qeyd olunanları nəzərə alaraq müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının sistemli analizi, etibarlığın proqnozlaşdırılmasına imkan verən yeni statistik modellərin işlənməsi, aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların nəzərə alınması ilə etibarlığın qiymətləndirilməsi, ötürmələrin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi və bunun əsasında onların resursunun artırılması məsələləri aktual olaraq qarşıya çıxır.

Qarşıya qoyulan məqsədə çatmaq üçün aşağıdakı məsələlərin həll olunması tələb olunur:

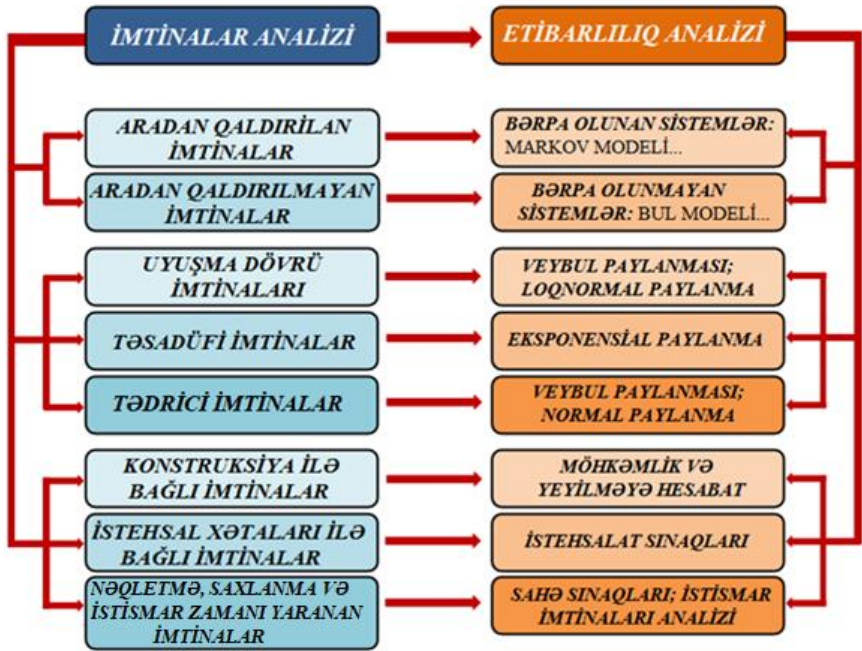
1. Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin imtinalarının sistemli analizi;
2. Ötürücü mexanizmlərin və onların əsas işçi elementlərinin etibarlığının proqnozlaşdırılması üçün yeni statistik modellərin işlənməsi;
3. Dişli çarx ötürmələrinin əsas işçi elementlərinin uzunömürlüliyünün müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi;
4. Sonsuz vint ötürməsinin uzunömürlüliyünün müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi;
5. Ötürücü mexanizmlərin uzunömürlüliyünün artırılması üsullarının işlənməsi;
6. Aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların nəzərə alınması ilə etibarlığın qiymətləndirilməsi.

II FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN İMTİNA SƏBƏBLƏRİNİN MÜQAYİSƏLİ TƏHLİLİ VƏ ETİBARLIĞIN SİSTEMLİ ANALİZİNİN ƏSAS İSTİQAMƏTLƏRİ

2.1. Müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının ümumi təsnifatı

Müasir ötürücü mexanizmlər kifayət qədər mürəkkəb mexatron struktura malikdirlər və onların etibarlığı layihələndirmə, istehsal və istismar proseslərində meydana gələn, əksər hallarda proqnozlaşdırıla bilməyən çoxlu sayda təsadüfi amillərdən asılı olur. Ona görə də müasir ötürücü mexanizmlərə fərqli struktura malik olan elementlərdən təşkil olunmuş mürəkkəb elektromexaniki sistem kimi baxmaq olar. Hər bir element müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarları ilə və imtinalarla xarakterizə olunur. Məsələn, elektrik mühərrikinin sıradan çıxma səbəbləri əsasən dolaqların yanması və ya qızma ilə əlaqədardır. Dışlı çarxlarda əyilmə gərginlikləri nəticəsində dışın sınması, pittinq (işçi səthlərin kontakt gərginlikləri nəticəsində ovxalanması), plastik deformasiya kimi imtina halları meydana çıxa bilər. Mufta və tormoz qurğularında isə tipindən asılı olaraq yeyilmə, bəzi hallarda isə yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində dağılma halları baş verə bilər. Ötürmə sisteminin hidravlik və elektromaqnit elementlərində, eləcə də elektron komponentlərində əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən stoxastik xarakterli imtinalar yarana bilər. Ona görə də ötürücü mexanizmin bütövlükdə etibarlığının qiymətləndirilməsi və ya proqnozlaşdırılması üçün sistemli yanaşma tələb olunur. Etibarlığın hansı mərhələdə qiymətləndirilməsindən asılı olaraq, yəni layihələndirmə, istehsal və ya istismar mərhələsindən asılı olaraq elmi yanaşma metodologiyasının düzgün seçilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

Ötürmələrin sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsində daha dürüst nəticələrin alınması üçün sistemin istismar prosesindəki imtinalarının analizini aparmaq lazım gəlir. Şəkil 2.1.1-də ötürmə sistemlərində meydana gələn imtinaların əsas növləri və müvafiq etibarlıq analizi üsulları və ya imtinaların paylanması əks etdirən statistik modellər əks olunmuşdur.



Şəkil 2.1.1. İmtinalar analizi və etibarlığın qiymətləndirilməsi üsulları

Aradan qaldırılma qabiliyyətinə görə ötürücü mexanizmlərin imtinalarını iki qrupa ayırmaq olar: 1) aradan qaldırılan imtinalar; 2) aradan qaldırılmayan imtinalar. Ötürücü mexanizmlərin əksər işçi detallarının imtinaları aradan qaldırıla bilməyən imtinalara aiddir. Bu cür detallara dişli çarxları, valları, yastıqları, kipləşdiriciləri, yağ boruları və klapanları aid etmək olar. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərini ümumilikdə iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərə aid etmək olar. Çünki təmir və texniki qulluq işləri ilə meydana çıxan imtinaların aradan qaldırılması əksər hallarda mümkün olur [2, s. 47].

İmtinalar baş vermə səbəbinə görə üç qrupa bölünə bilər: 1) uyuşma dövrü imtinaları; 2) təsadüfi (qəfləti) imtinalar; 3) tədrici (yeyilmə və yorulma nəticəsində) imtinalar.

Uyuşma dövrü imtinaları əsasən layihələndirmə, istehsal və nəqliyyat prosesi zamanı yol verilən xətlərlə bağlı olur. Layihələndirmə zamanı

parametrlərin, ölçülərin və materialın düzgün seçilməməsi, istehsal zamanı isə dəqiqliyin təmin olunmaması, materialda olan qüsurlar və nəqliyə zamanı konstruksiyada baş verən təsadüfi zədələnmələr uyuşma dövrü xətalərinə səbəb ola bilər. Bu imtinalar bir qayda olaraq istismarın ilk dövründə meydana çıxırlar və bir qayda olaraq istehsalçı tərəfindən aradan qaldırırlar. Uyuşma dövrü xətaləri ötürücü mexanizmlərin həm mexaniki elementlərində, həm də hidravlik, elektrik, elektromaqnit və elektron elementlərində baş verə bilər.

Təsadüfi (qəfləti) imtinalar bir qayda olaraq normal istismar dövründə baş verirlər. Bu tip imtinalar çox zaman əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən müxtəlif səbəblərdən meydana gələ bilər. Belə səbəblərə təsadüfən yükləmənin artmasını, idarəetmədə baş verən xətaləri, istismar prosesində təsadüfən meydana gələn kənar təsirləri və s. aid etmək olar. Ötürücü mexanizmlərin hidravlik, elektron və elektromaqnit elementlərində əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən qəfləti imtinaların miqdarı əksər hallarda çoxluq təşkil edir.

Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin iş qabiliyyətinin itirilməsində tədrici imtinaların daha böyük rolları vardır. Bu tip imtinalar əsasən mexaniki elementlərin yeyilmə və yorulma nəticəsində sıradan çıxması ilə əlaqədar olur. İstismarın şəraitindən asılı olaraq sürtünən detallar yeyilmənin müxtəlif növlərinin təsirinə məruz qala bilər. Ümumi halda yeyilməni üç qrupa bölmək olar: mexaniki, korroziya-mexaniki və eroziya [18, s. 8]. Mexaniki elementlərin uzun müddətli saxlanma zamanı qaydalara riayət etmədikdə korroziya nəticəsində sıradan çıxmasını da tədrici imtinalara aid etmək olar. Ötürücü mexanizmlərin digər tip elementlərinin – hidravlik, elektromaqnit və elektron elementlərin uzun müddətli istismardan sonra köhnəlmə nəticəsində sıradan çıxması da tədrici imtinaların bir növüdür.

İstismar təcrübəsi göstərmişdir ki, imtinaları intensivliyinin zamana görə dəyişməsi bir çox hallarda maşınlar və onların elementləri üçün təxminən eyni qanunauyğunluqla baş verir. Bu qanunauyğunluğu qrafik 2.1.1-də göstərilən əyri ilə əks etdirmək olar [144, s. 24].

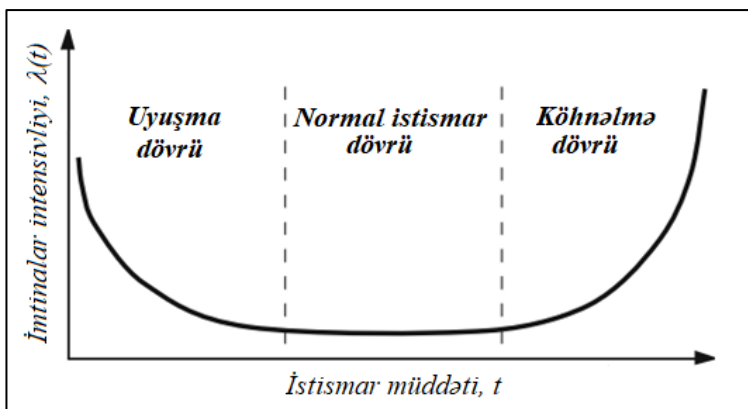
Qrafikdən görüldüyü kimi istismar müddətini şərti olaraq üç dövrə bölmək olar. İstismarın birinci mərhələsi (uyuşma dövrü) imtinaların yüksək intensivliyi ilə xarakterizə olunur ki, bu da layihələndirmə xətaləri və istehsalat qüsurları ilə bağlı olur [103, s. 16]. Bu mərhələni maşınlar və ya onların düyünləri üçün zəmanət dövrü adlandırırlar. Zəmanət

dövründə baş verən imtinalar layihələndirmə xətalrı və istehsalat qüsurları ilə bağlı olduqda istehsalçı zavod tərəfindən aradan qaldırılır.

İstismarın ikinci mərhələsində (normal istismar dövrü) imtinaların intensivliyi minimal və sabit qiymət alır, imtinaların baş verməsi təsadüfi xarakter alır.

İstismarın üçüncü mərhələsi (köhnəlmə dövrü) uzunmüddət istismardan sonra əksər elementlərin yeyilməsi, yorulması və köhnəlməsi ilə bağlı olaraq imtinaların intensivliyinin kəskin artması ilə xarakterizə olunur.

Maşın, avadanlıq və ya düyünlərin təyin olunmuş resursunun istismarın ikinci mərhələsinin sonuna və ya üçüncü mərhələsinin əvvəlinə planlaşdırılması daha məqsədəuyğundur.

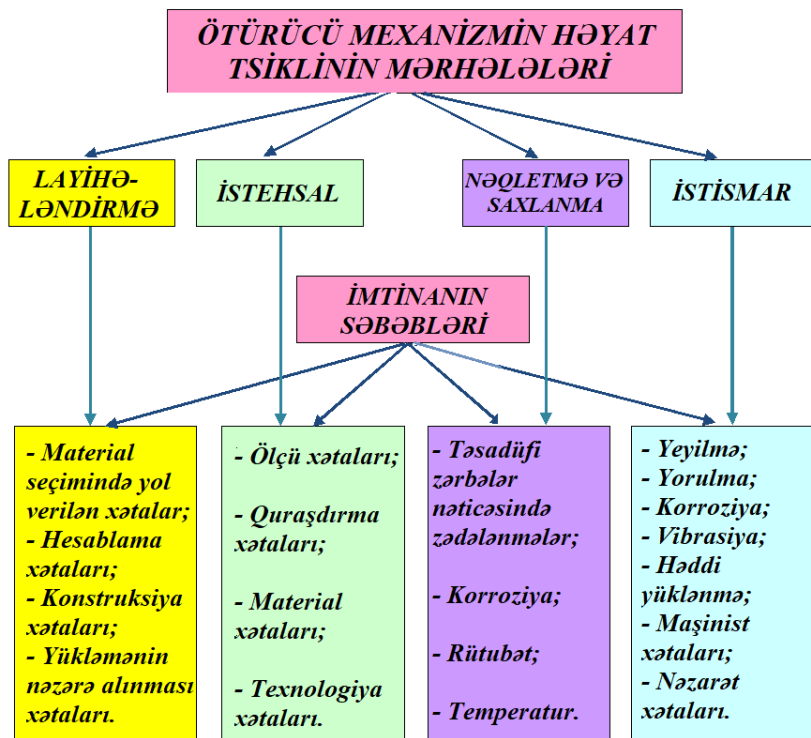


Qrafik 2.1.1. İmtinalar intensivliyinin istismar müddətindən asılılığı

İmtinaları maşın və ya avadanlığın həyat tsiklinin hansı dövründə yol verilən xətlər nəticəsində baş verməsindən asılı olaraq dörd qrupa bölmək olar: 1) konstruksiya ilə bağlı imtinalar; 2) istehsal xətalrı ilə bağlı imtinalar; 3) nəqliyyət və saxlanma zamanı baş verən imtinalar; 4) istismar xətalrı ilə bağlı imtinalar (şəkil 2.1.2).

Konstruksiya ilə bağlı imtinalar ötürücü mexanizmin konstruktiv etibarlılığını müəyyən edirlər və layihələndirmə prosesində yol verilən xətlərlə (materialın düzgün seçilməməsi, hesablamada və konstruksiyaetmədə yol verilən xətlər, yükün düzgün nəzərə alınmaması) əlaqədar olurlar. Bu tip imtinaların aradan qaldırılması üçün

ötürücü mexanizmin layihələndirilməsi mərhələsində bir sıra tələblərə riayət olunması zəruridir [20, s. 12].



Şəkil 2.1.2. Ötürücü mexanizmlərin həyat tsiklinin müxtəlif dövrlərində yaranan imtinalar və onların səbəbləri

İstehsal xətaləri ilə bağlı imtinalar texniki sistemin texnoloji etibarlığını xarakterizə edirlər və istehsal prosesində yol verilən xəталarla (ölçmə və quraşdırma xətaləri, materialda olan qüsurlar, texnoloji xəталər) bağlı olurlar [2, s. 21]. Ötürücü mexanizmlərin texnoloji etibarlığının yüksəldilməsi üçün istehsal prosesində bütün texniki şərtlərə əməl olunmalıdır, işçi detalların davamlılığını artırmaq üçün lazımi mexaniki və termiki emal üsullarından istifadə olunmalıdır.

Maşının təyinat yerinə nəql olunması zamanı tələb olunan qaydalara riayət olunmaması və ya təsadüfi qəzalar nəticəsində yaranan zərbə və

vibrasiyalar da ötürücü mexanizmlərin bir sıra imtinalarına səbəb ola bilər. Mövsümi istismar olunan maşın və avadanlıqların uzunmüddətli saxlanması zamanı korroziya, rütubət və ya temperaturun təsirindən ötürücü mexanizmin mexaniki, elektrik və elektron elementlərinin sıradan çıxması da bir çox hallarda imtinalarla nəticələnə bilər.

Maşın və ya avadanlığın ötürücü mexanizminin imtinaları əsasən onun istismarı zamanı meydana çıxırlar. Bir çox hallarda bu imtinalar uzunmüddətli istismardan sonra yeyilmə, yorulma, vibrasiya və korroziyanın təsirindən əsas işçi detalların öz işləmə qabiliyyətini itirməsi ilə bağlı olur. Təsadüfi həddi yükləmələr, insan-maşın sisteminin xətalrı və nəzarət sistemindəki qüsurlar da bəzən imtinalara səbəb ola bilərlər.

2.2. Mexaniki ötürmələrin əsas elementlərinin imtina səbəblərinin analizi

Mexaniki ötürmələrin istismarı zamanı dişli çarxlardan başqa digər elementlərin də, məsələn, valların, yastıqların, kipləşdiricilərin, muftaların, birləşdirici elementlərin (işgil, şlis, vint və s.) sıradan çıxma halları baş verir. Əksər hallarda dişli çarxlarda olduğu kimi, bu imtinalar da aradan qaldırılmayan imtinalara aid olur.

Ümumi halda ötürücü mexanizmlərin mexaniki elementlərinin imtinaları təsadüfi və tədrici ola bilərlər. Lakin əksər mexaniki elementlərin sıradan çıxması yorulma və yeyilmə ilə bağlı olduğundan tədrici imtinalar üstünlük təşkil edirlər. Bundan başqa qəflətən baş verən təsadüfi imtinalar əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilmirlər. Ona görə də ötürücü mexanizmlərin mexaniki elementlərinin etibarlığının proqnozlaşdırılması zamanı yorulma möhkəmliyinə və yeyilməyə hesabatlar əsas götürülür.

İmtina riskinin ölçüsünə görə də ötürücü mexanizmlərin elementləri fərqlənilir. Etibarlığın qiymətləndirilməsinin müasir üsullarında (FMEA, FTA və s.) texniki sistemin elementlərini imtina riskinə görə üç qrupa bölürlər. [144, s. 97]-də dişli çarx reduktorunun imtina riski ən yüksək olan elementlərinə (A qrupu elementləri) dişli çarxlar, vallar, yastıqlar, işgil və qapağı gövdəyə birləşdirən boltlar aid edilmişdir. Orta imtina riskli detallara əsasən təsadüfi imtinalara məruz qalan (B qrupu elementləri) kipləşdiricilər, aşağı imtina riskli detallara (C qrupu elementləri) isə gövdə detalları, yastıq qapaqları, araqatlar daxil

edilmişdir. Beləliklə, mexaniki ötürmələrin etibarlıq səviyyəsi əsasən onları təşkil edən A qrupu elementlərinin etibarlıq göstəriciləri ilə müəyyən olunur.

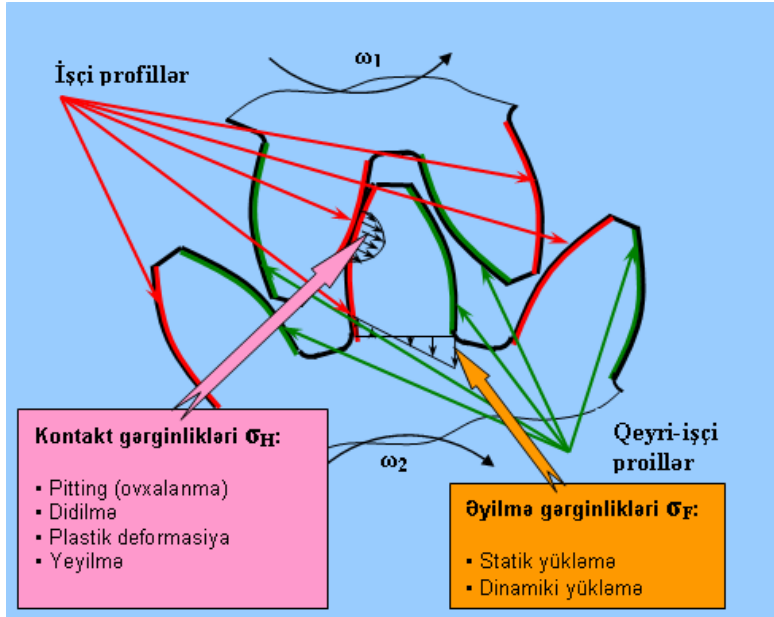
Dişli çarxlar ötürücü mexanizmlərin strukturunda ən geniş istifadə olunan elementlərdir. Araşdırmalar göstərmişdir ki, müasir ötürücü mexanizmlərdə baş verən imtinaların təxminən 60%-i dişli çarxlarla bağlıdır [168, s. 44]. Dişli çarxlar müxtəlif səbəblərdən sıradan çıxma bilirlər. Ümumi halda [57, s. 129], [149, s. 3]-ə əsasən dişli çarxların imtina səbəblərini aşağıdakı iki qrupa ayırırlar (şəkil 2.2.1):

1) Dişin işçi səthində meydana gələn zədələnmələr nəticəsində yaranan imtinalar. Bu tip imtinalar əsasən dişlərin aktiv ilişmə səthində yaranan kontakt gərginliklərinin (σ_H) təsiri ilə yaranır. Dişli çarxların belə imtinalarına pitting (dişlərin işlək profillərinin yorulmanın təsiri ilə ovxalanması), işçi səthlərin qızma nəticəsində didilməsini, böyük yüklənmələrin təsiri ilə dişin işçi səthlərində yaranan plastik deformasiyaları və o cümlədən yaxşı yağlanmamış, ya da heç yağlanmamış səthlərin abraziv yeyilməsini aid etmək olar.

2) Əyilmə gərginlikləri (σ_F) nəticəsində dişin sınması. Dişin sınması əsasən əyilmə gərginliklərinin maksimal qiymət aldığı yerdə, yəni dişin dibində meydana çıxır. Dişin sınması təsadüfi xarakter daşıyan statiki yüksək yükləmələr və ya uzunmüddətli istismardan sonra dəyişən əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində meydana gələ bilər.

Pitting, yəni dişin işçi səthlərinin dəyişən kontakt gərginliyinin təsiri ilə ovxalanması gövdə daxilində işləyən və daimi olaraq yağlanan dişli çarxlarda daha çox rast olunan zədələnmə və imtina halıdır [1, s. 352], [172, s. 3]. Qapalı gövdə daxilində işləyən dişli çarxlar fasiləsiz olaraq yağlandığı üçün onların kontaktı yağ qatı vasitəsi ilə ayrılır. Ona görə də belə şəraitdə işləyən dişli çarxların işçi səthlərində yeyilmənin təsiri az olur. Müəyyən istismar dövründən sonra dişlərin işçi səthində yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində kiçik çatlar yaranır. Yağın təzyiq ilə bu çatlara dolması onların böyüməsinə və kiçikölçülü hissəciklərin səthdən qopması ilə nəticələnir (şəkil 2.2.2) [190, s. 47]. Amma pittingin meydana gəlməsi dərhal dişlərin sıradan çıxması ilə nəticələnmir. Səthi bərkliyi (Brinel şkalası üzrə $HB < 350$) böyük olmayan dişli çarxlarda istismarın başlanğıcında səthlərin qeyri-dəqiqliyi ilə əlaqədar olaraq işçi səthin bəzi hissələrində pitting və ya uyuşma prosesi meydana gələ bilər.

Nəticədə işçi səthin hamarlanması baş verir və dişli çarx bundan sonra da uzun müddət istismara yararlı olur. Dişli çarxların səthi bərkliyini artırmaqla pittingin qarşısını almaq mümkündür. Bu məqsədlə dişlərin işçi səthləri müxtəlif termiki emal metodları ilə (yaxşılaşdırma, normallaşdırma, tablama, sementitləmə və s.) möhkəmləndirilir.

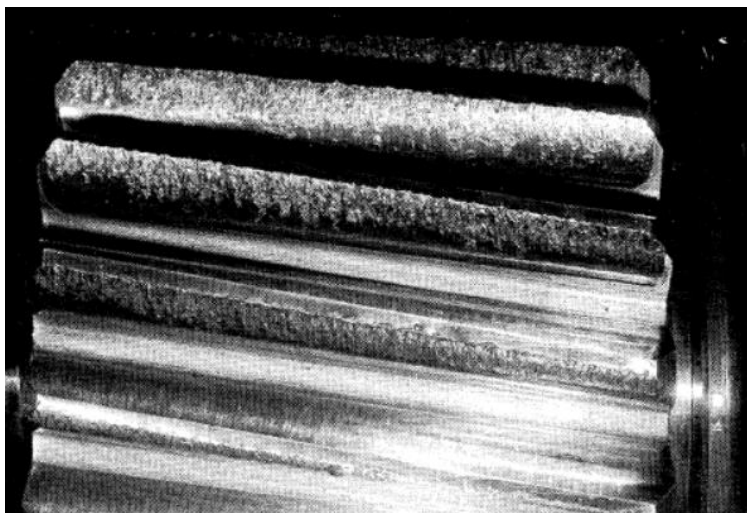


Şəkil 2.2.1. *Dişlərin sıradan çıxma səbəbləri və gərginliklər*

Dişlərin işçi səthlərinin didilməsi həddindən artıq yüklənmiş və böyük sürətli dişli çarxlarda daha çox meydana gəlir. Dişlərin kontaktında işçi səthlərin qızması nəticəsində yağın keyfiyyəti aşağı düşür və beləliklə dişlər arasında bəzi yerlərdə birbaşa kontakt yaranır. Nəticədə qızaraq bərklik göstəriciləri aşağı düşmüş səthlərin sürətlə yeyilməsi baş verir (şəkil 2.2.3) [149, s. 5]. Dişli çarxların belə imtinalarının qarşısını almaq üçün yağın intensiv soyudulması, yüksək özlüllüyə malik, kimyəvi aktiv qarışıqlarla təmin edilmiş keyfiyyətli yağlardan istifadə edilməsi tövsiyyə edilir.



Şəkil 2.2.2. Dişlərin pitting (işçi səthlərin ovxalanması) nəticəsində sıradan çıxması

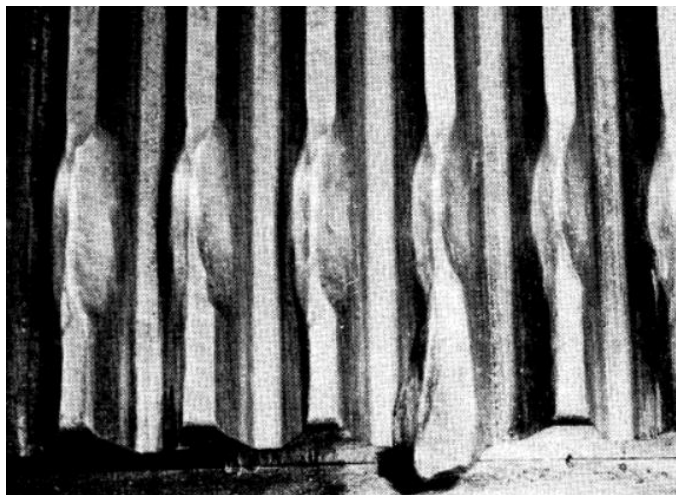


Şəkil 2.2.3. Dişlərin işçi səthlərinin didilərək yeyilməsi

Texnoloji maşın və avadanlıqların intiqallarında dişli çarxların xətti sürətləri o qədər də yüksək olmadığı üçün işçi səthlərin yeyilərək didilməsi bu dişli çarxlarda çox nadir hallarda baş verir.

Plastik deformasiyalar bərkliyi nisbətən kiçik olan materiallardan hazırlanmış, böyük yüklənmələrə məruz qalan və nisbətən aşağı sürətli dişli çarxlarda rast gəlinən imtina halıdır. Plastik deformasiyanın təsiri ilə

(şəkil 2.2.4) [149, s. 11] dişin kontaktında fırlanma hərəkəti istiqamətində sürüşmə meydana gəlir. Bunun nəticəsində qütb nöqtəsi ətrafında aparılan çarxın dişlərində qabarıq, aparıcı çarxın dişində isə çökük zədələnmələr meydana gəlir. Bu isə dişlərin normal ilişməyə girməsində problem yaradır və imtina ilə nəticələnir. Plastik deformasiyanın qarşısını almaqdan ötrü dişli çarxların işçi səthlərinin bərkliyini müxtəlif termiki emal üsulları ilə artırmaq tövsiyyə olunur.

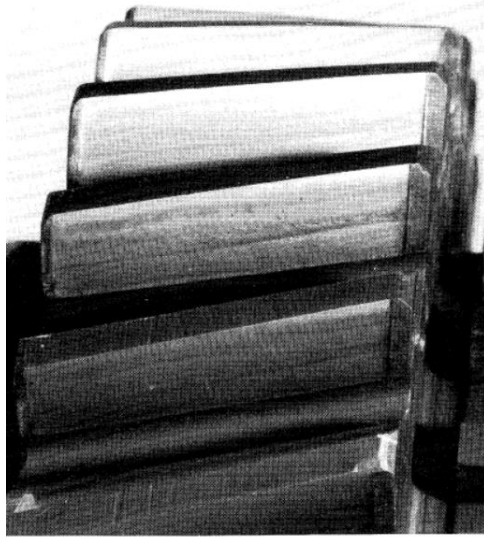


Şəkil 2.2.4. Dişlərin səthində yaranan plastik deformasiyalar

Mexaniki intiqallarda dişli çarxların aktiv səthləri termiki emala uğradılaraq möhkəmləndirildiyi üçün işçi səthlərin plastik deformasiyaya məruz qalması bu dişli çarxlarda çox nadir hallarda baş verir.

Abraziv yeyilmə pis yağlanan qapalı ötürmələrdə və ya heç yağlanmayan açıq dişli çarx ötürmələrində meydana gəlir. Qapalı dişli çarx ötürmələrində yağ vaxtlı-vaxtında dəyişdirilmədikdə onun abraziv hissəciklərlə çirklənməsi abraziv yeyilmənin intensivləşməsinə səbəb olur (şəkil 2.2.5) [149, s. 2]. Dişlərin işçi səthlərinin abraziv yeyilməsi ilişmədə arabaşluğunun böyüməsinə, ötürmənin səslə işləməsinə, dinamiki zərbələrin artmasına səbəb ola bilər. Digər tərəfdən dişin yeyilməsi ilə onun en kəsik sahəsi də tədricən azalır və nəticədə dişin əyilmə müqaviməti aşağı düşür və dişin sınması ehtimalı artır. Dişin işçi səthinin abraziv yeyilməsinin vaxtında qarşısını almaq üçün yağın

periodik olaraq dəyişdirilməsini təmin etmək, daha keyfiyyətli yağlardan istifadə etmək və dişlərin səthi bərkliyini termiki emal üsulları ilə yüksəltmək tövsiyyə olunur.

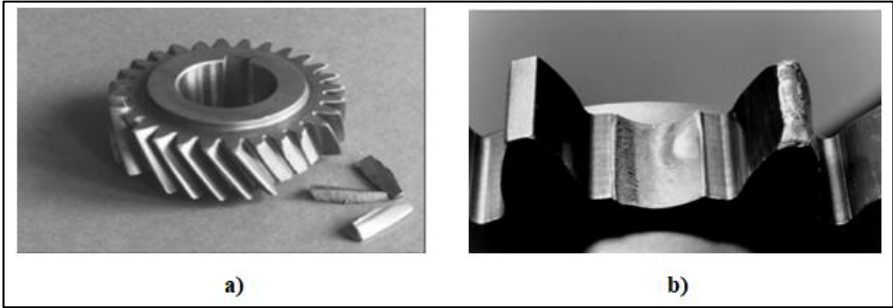


Şəkil 2.2.5. Dişlərin səthinin abraziv yeyilməsi

Dişlərin sınması əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə meydana çıxır. Bu tip imtina halı əsasən dişin dibində, yəni əyilmə gərginliklərinin və gərginliklər konsentrasiyasının maksimal olduğu yerdə baş verir. Dişlərin böyük statiki yüklənmələrdən sınması (şəkil 2.2.6, a) [190, s. 46] təsadüfi hallarda baş verir və ona görə də bu tip imtina halına görə hesablama aparmaq çətin olur. Təcrübədə dişlərin dəyişən əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində imtina etməsi daha çox rast gəlinir (şəkil 2.2.6, b) [190, s. 46]. Dişlərin sınımasının qarşısını almaq məqsədi ilə gərginliklər konsentrasiyasının azaldılması, yəni mexaniki və termiki emal nəticəsində yaranan çatların aradan qaldırılması, tökmə zamanı yaranan qüsurların aşkar edilərək aradan götürülməsi, dişin həcmi bərkliyinin yüksəldilməsi kimi profilaktik tədbirlərin həyata keçirilməsi tövsiyyə olunur.

Beləliklə, ötürücü mexanizmlərin dişli çarxlarının sıradan çıxma səbəblərini analiz edərək belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, dişli çarxlarda

ən çox rast gəlinən imtina halları pitting və dişlərin sınmasıdır. Pitting birinci qrup sıradan çıxma halına, yəni işçi səthdə yaranan imtina halına, dişlərin sınması isə ikinci qrup imtina halına aiddir.



Şəkil 2.2.6. Dişlərin sınması

Mexaniki ötürmələrin əsas elementlərindən olan valların sıradan çıxmasının əsas səbəbi əyilmə və burulma gərginliklərinin təsirindən yorulma möhkəmliyinin itirilməsidir [147, s. 308]. Statik möhkəmliyin itirilməsi nəticəsində valların imtinası çox nadir hallarda baş verir. Bu, təsadüfi qısa müddətli zərbəli yükləmələr, hazırlama zamanı yol verilmiş istehsalat qüsurları olduqda baş verir. Ona görə də valların etibarlılığının qiymətləndirilməsi yorulma möhkəmliyinə hesabat əsasında yerinə yetirilir. Bəzi hallarda itisürətli valların dayaqalarında sürüşmə yastıqlarından istifadə etdikdə sapfanın yeyilməsi nəticəsində də vallar sıradan çıxma bilirlər [65, s. 194]. Belə hallarda yeyilməyə görə hesabatdan valların uzunömürlük göstəriciləri qiymətləndirilə bilər. Bəzən təsadüfi artıq yükləmənin təsirindən vallarda qalıq deformasiyalar da yarana bilər [3, s. 407].

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlılığını müəyyənləşdirən əsas elementlər arasında yastıqların da xüsusi yeri vardır. Ötürücü mexanizmlərdə diyirlənmə yastıqlarının tətbiqi daha geniş olsa da, bir çox hallarda, xüsusən də itisürətli valların dayaqlarında sürüşmə yastıqlarından da istifadə olunur. Sürüşmə yastıqlarının sıradan çıxma halları əsasən tədrici imtinalarla əlaqədardır. Bunlara işçi səthin yeyilməsi, zərbəli yükləmələr zamanı səthin yorulma möhkəmliyini itirməsi nəticəsində dağılması və plastik deformasiyası aiddir. Sürüşmə yastıqlarının etibarlıq səviyyəsinə bir çox amillərin təsiri vardır. Bunlara

içliyin və valın materiallarının fiziki-mexaniki xassələrini, onların konstruktiv xüsusiyyətlərini və hazırlanma dəqiqliyini, sürtünmə rejimini, istismar şəraitini, yağlama materialının keyfiyyətini aid etmək olar.

Ötürücü mexanizmlərdə daha geniş tətbiq olunan diyirlənmə yastıqları standartlaşdırıldığına və kütləvi istehsal olunduğuna görə onların etibarlılığı əsasən yüklənmə və istismar şəraitindən asılı olaraq düzgün seçilmələrindən asılı olur. Bu tip yastıqların etibarlılığı bir qayda olaraq uzunömürlük göstəriciləri ilə müəyyən olunur. Diyirlənmə yastıqlarının əsas sıradan çıxma səbəbləri tədrici imtinalarla bağlıdır. Bunlara əsas elementlərin (diyirlənmə elementləri, daxili və xarici həlqələr, separatorlar) işçi səthlərinin yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində ovulmasını, sürtünmə nəticəsində işçi səthlərin yeyilməsini, işçi səthlərin plastiki deformasiyalarını, zərbəli yüklənmə nəticəsində separatorların dağılmasını aid etmək olar.

Ötürücü mexanizmlərdə valların birləşdirilməsi funksiyasını yerinə yetirən muftalar da əsasən standartlaşdırılmışdır və onların valın diametrindən, ötürülən fırlanma momentindən və iş şəraitindən asılı olaraq düzgün seçilməsi bütövlükdə maşın və ya avadanlığın etibarlıq səviyyəsinə ciddi təsir göstərir. Müasir ötürücü mexanizmlərdə istifadə olunan muftalar strukturuna və iş prinsipinə görə çox müxtəlifdirlər. Hal-hazırda maşın və avadanlıqlarda mexaniki struktura malik olan klassik muftalardan başqa, hidravlik və elektromaqnit iş prinsipinə malik olan daha mürəkkəb muftalar da geniş istifadə olunur [3, s. 319]. Ona görə də muftaların sıradan çıxma səbəbləri də çox müxtəlifdir. Mexatron struktura malik olan müasir muftaların imtinaları əksər hallarda əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən səbəblərlə bağlı olur. Ona görə də muftaların da etibarlılığının qiymətləndirilməsində stoxastik üsullardan geniş istifadə olunur [171, s. 54], [173, s.19].

Müasir maşın və avadanlıqların intiqallarında qayış ötürmələri də geniş tətbiq sahəsinə malikdirlər. Bu ötürmələr bir sıra üstünlüklərə malikdirlər. Bunlardan biri də onların qoruyucu xüsusiyyətə malik olmasıdır. Belə ki, qayışın sürüşməsi hesabına həddindən artıq yükləmələr və zərbələr qurğunun digər mexanizmlərinə ötürülmür və onları zədələnmədən qoruyur. Buna görə də qayış ötürməsi ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının yüksəldilməsində xüsusi rola malikdirlər. Qayış ötürməsinin qasnaqları imtina riski çox kiçik olan detallardan

birdir və beləliklə də, ötürmənin ən zəif elementi qayış hesab olunur. Qayışın etibarlığı onun uzunömürlüyü ilə xarakterizə olunur. Qayışların uzunömürlüyü əksər hallarda çox kiçik olsa da, onların yenisi ilə əvəz edilməsi çox asan başa gəlir. Ona görə də ötürücü mexanizmlərin ümumi etibarlıq göstəricilərinə qayış ötürmələrinin təsiri adətən çox cüzi olur.

Zəncir ötürmələrinin sıradan çıxma səbəbləri zəncirin oynaq və diyircəklərinin yeyilməsi, ulduzcuqların dişlərinin yeyilməsi və sınıması, zəncirin ulduzcuqlardan çıxmasıdır. Zəncirin addımı böyük olduqda onun yükötürmə qabiliyyəti artır, lakin ötürmənin səlisliyi, səssizliyi və yeyilməyə davamlılığı azalır. Zəncir ötürməsinin uzunömürlüyünü artırmaq üçün aparıcı ulduzcuğun dişlərinin sayını böyük qəbul edirlər. Ulduzcuğun dişlərinin sayını artırıqda ötürmənin səlisliyi artır, amma zəncirin ulduzcuqdan çıxma ehtimalı artır. Dişlərin sayının az olması ötürmənin səlisliyini azaldır, zəncirin yeyilməsini isə artırır. Zəncir ötürməsində yaranan sıradan çıxma halları əsasən tədrici imtinalara aiddir.

Dişli çarx reduktorlarında qapaq və gövdəni birləşdirən boltların imtina riski yüksək olmasa da, birləşdirmənin kipliyinin pozulması dişli çarxların ilişməsinə mənfi təsir göstərə bilər. Ona görə də gövdə və qapaq arasında kipliyə görə etibarlığın qiymətləndirilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir. [98, s. 108] və [181, s. 59]-də reduktorun gövdə və qapağını birləşdirən boltların möhkəmliyə və kipliyə görə etibarlığının qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır.

2.3. Hidravlik və pnevmatik ötürücülərin imtina səbəblərinin analizi

I fəsilə qeyd olunduğu kimi müasir maşın və avadanlıqların strukturunda hidravlik və pnevmatik ötürücülərdən də geniş istifadə olunur. Bu tip ötürücü mexanizmlər iş prinsipinə və strukturuna görə mexaniki ötürmələrdən kəskin fərqlənsələr də, istismar zamanı yaranan imtinaların təsnifatında müəyyən analogiyalar mövcuddur. Ümumi halda imtinaların şəkil 2.1.1-də əks olunan təsnifatı hidravlik və pnevmatik ötürücülərə də şamil olunur.

Hidravlik intiqalların tədrici imtinalarına silindrlərin, pistonların, klapanların, klapan yəhərlərinin, kippəclərin, oymaqların, valların, sürüşmə yastıqlarının və digər işçi detalların yeyilməsini, korroziya

nəticəsində sıradan çıxmasını misal gətirmək olar. Bundan başqa hidravlik sistemin işçi detallarının əksəriyyəti dinamik yüklərin təsirinə məruz qalaraq yorulma nəticəsində də sıradan çıxırlar. Bununla belə, istismar prosesində təsadüfi qəzalar və artıq yükləmələr, idarəetmədə yol verilən xətalər, konstruksiyaetmə və istehsalat qüsurları bəzi işçi detalların qəfləti intinalarına da səbəb ola bilər.

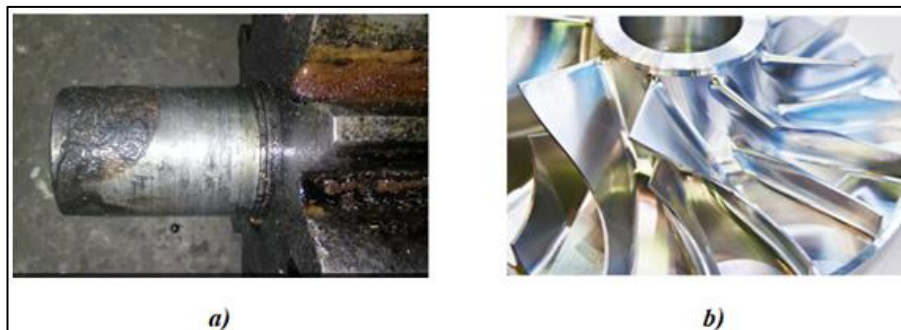
Əksər hidravlik intiqalların əsas elementlərindən biri olan dişli çarx nasoslarında daha çox dişli çarxlar və vallar (şəkil 2.3.1, a), yastıqlar, oymaqlar, araqlar, kipləşdiricilər və gövdənin daxili səthi yeyilərək sıradan çıxırlar. Bu nasosların iş qabiliyyəti bəzi hallarda bərpa oluna bilsə də, detalların böyük hissəsi yararsız olduqda onların yenisi ilə əvəz edilməsi məqsədəuyğundur. Pərli nasoslarda daha çox rotorun, pərlərin (şəkil 2.3.1, b), disklərin, stator həlqələrinin, diyirlənmə yastıqlarının və kipləşdiricilərin intinaları baş verir. Yeyilməyə məruz qalmış rotorun təmir vasitəsi ilə bərpa olunması mümkün olmadıqda, nasosun bütövlükdə istismardan çıxarılması daha məqsədəuyğundur. Çünki rotorun yenisi ilə əvəz edilməsi bir sıra konstruktiv və texnoloji problemlərə gətirib çıxara bilər və heç bir iqtisadi əhəmiyyət kəsb etmir.

Hidravlik intiqallarda geniş istifadə olunan pistonlu nasoslarda piston halqalarının və yastıqların yeyilməsi, gövdənin və kipegələrin zədələnməsi, klapan yaylarının qırılması, valın sınması kimi intina hallarına daha çox rast gəlinir [25, s. 285].

Pnevmatik intiqallar ümumi halda havanı sıxmaq funksiyasını yerinə yetirən kompressordan, sıxılmış havanı lazımi nöqtələrə nəql edən yüksək təzyiq borularından, hava axınıni idarə edən müxtəlif növ klapanlardan və tələb olunan hərəkəti həyata keçirən icraedici orqandan ibarət olurlar.

Maşın və avadanlıqların pnevmatik intiqallarında hal-hazırda pistonlu, vintli və rotorlu kompressorlar geniş istifadə olunurlar [8, s. 172]. Pistonlu kompressorun intina səbəblərinə valın, yastıqların, oymaqların, pistonun və onun halqalarının yeyilməsini və eləcə də piston halqalarının, klapanların və onların yaylarının qırılmasını aid etmək olar [25, s. 224]. Vintli kompressorlar pistonlu kompressorlarla müqayisədə daha etibarlıdırlar və daha böyük resursa malikdirlər. Çünki bu kompressorların əsas işçi orqanı olan vintləri arasındakı araboşluq daimi olaraq yağla təmin olunur və bu işə onların yeyilməsinin qarşısını alır. Vintli kompressorların ən çox sıradan çıxan elementlərinə vintlərin

vallarının diyirlənmə yastıqlarıdır. Rotorlu kompressorların əsas işçi elementlərinin yeyilməsi onların faydalı iş əmsalının kəskin azalmasına səbəb olur və buna görə də saz vəziyyətdə olsalar belə, onların sonrakı istismarı iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur.



Şəkil 2.3.1. *Dişli çarxlı (a) və pərli (b) nasosların imtina halları*

Konstruksiyasına görə kompressorlar hermetik, yarımhermetik və açıq tipli olurlar. Hermetik kompressorlar geniş tətbiq sahəsinə malikdirlər və mühərriklə bir gövdədə qaynaqla birləşdirilmiş sökəlməyən konstruksiyada hazırlanırlar. Ona görə də bu tip kompressorlar adətən təmir olunmurlar və imtina baş verdikdə yenisi ilə əvəz olunurlar.

2.4. Elektrik ötürücülərinin və elektron qurğuların imtina səbəblərinin analizi

Qeyd edildiyi kimi müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərində elektrik və elektromaqnit strukturlu elementlərdən də geniş istifadə olunur. İş prinsipinin və strukturunun müxtəlif olması ilə əlaqədar olaraq bu elementlərin imtina səbəbləri və imtinaların zamana görə paylanma xarakteri mexaniki elementlərlə müqayisədə fərqli olur.

Tədqiqatlar göstərmişdir ki, mexaniki elementlərlə müqayisədə elektromexaniki, elektrik və elektron elementlərin uzunmüddətli saxlanma və daşınma zamanı öz işləmə qabiliyyətini itirmə ehtimalı təxminən üç dəfə artıqdır [54, s. 35]. Bu mərhələdə yaranan imtinalar əksər hallarda saxlanma və nəqləmə qaydalarına riayət etmədikdə

temperaturun, rütubətin, tozun, vibrasiyaların, təsadüfi zərbələrin təsiri ilə baş verir.

Eksperimentlər əsasında sübut olunmuşdur ki, elektrik maşınlarında imtina səbəblərinin təxminən 92 - 95%-i faza sarğılarının sıradan çıxması və yalnız 2 - 5%-i yastıqlarda yaranan nasazlıqlarla bağlıdır [48, s. 109]. Elektrik maşınlarında ən zəif elementin faza sarğıları olması onların çoxsaylı olması və ardıcıl birləşmə təşkil etmələridir. Hər hansı bir sarğının izolyasiya qatında yaranan nasazlıq qısa zamanda digərlərinə də təsir göstərir və nəticədə bütün sistem sıradan çıxır. Sarğı naqillərinin izolyasiyasının yüksək etibarlılığa malik olmasını təmin etmək üçün xüsusi materialların və texnologiyanın tətbiqi tələb olunur. Bu isə çox baha başa gəlir və məhsulun maya dəyərinin artmasına gətirir. Müəyyən olunmuşdur ki, elektrik mühərriklərinin ümumi imtinalarının 35%-i hazırlanma xətalari ilə, 50%-i istismar şərtlərinin pozulması (məsələn, qızmanın qarşısının alınmaması) ilə və yalnız 15%-i konstruksiyatmədə yol verilən xətalər ilə əlaqədardır.

Müasir avtomobillərin və bir sıra digər nəqliyyat maşınlarının avtomat ötürmələr qutusunun elektrik intiqalında ən çox rast gəlinən imtinalara sistemin elektron idarəetmə blokunun sıradan çıxmasını, mühərrikin və transmissiyanın idarəetmə sisteminin sensorlarının nasazlığını, cərəyan keçirən naqillərdə yaranan qısa qapanmaları, qırılmaları və digər zədələnmə hallarını aid etmək olar.

Müşahidələr nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki, elektrik intiqallarının gərginlik çeviricilərinin imtina səbəblərinin 40-50%-i layihələndirmə xətalari ilə, 20-30%-i hazırlanma xətalari ilə və 25-35%-i istismar xətalari ilə bağlı olur [54, s. 38].

Nasos və kompressorların elektrik intiqallarının yarımkeçirici çeviricilərinin sıradan çıxması əksər hallarda tranzistor modulu ilə bağlı olur. Bu imtinalara səbəb qısa qapanmalar, artıq yüklənmələr, istilik rejiminin pozulması, layihələndirmə və istismar xətalari ola bilər [54, s. 12]. Elektrik intiqallarının əsas passiv elementlərindən biri olan kondensatorların sıradan çıxması daha çox qızma, hermetikliyin pozulması və quruluq ilə bağlı olur.

Elektrik intiqallarının tədrici imtinalarına işçi elementlərin köhnəlməsi, korroziyası və yeyilməsi nəticəsində baş verən sıradan çıxmaları aid etmək olar. Qəfləti imtinalara isə normal istismar dövründə keçirici naqillərdə yaranan qısa qapanmalar, təsadüfi artıq yüklənmələr

nəticəsində naqillərin qırılması səbəb ola bilər. Elektrik sisteminin bu tip imtinaları relələrdən istifadə olunmaqla aşkara çıxarılırlar. Belə imtinaları dayanıqlı və dayanıqsız adlandırılan iki qrupa bölürlər [83, s. 8]. Dayanıqlı imtinaların aradan qaldırılması sistemə xidmət göstərən personal tərəfindən həyata keçirilir. Dayanıqsız imtina isə sistemin özü tərəfindən avtomatik olaraq aradan qaldırılır. Araşdırmalar göstərir ki, naqıl və kabel sisteminə yaranan imtinaların 70%-i təsadüfi mexaniki zədələnmələrlə bağlı olur [83, s. 80].

Maşın və avadanlıqların mexatron strukturlu ötürücü mexanizmlərində elektron idarəetmə sisteminin imtinalarının da nəzərə alınması zəruridir. Ümumi halda bu imtinaları iki qrupa bölmək olar: 1) elektron elementlərin imtinaları; 2) proqram təminatında baş verən xəta və imtinalar [103, s. 360].

Ötürücü mexanizmlərin elektrik və elektromaqnit elementlərinin, eləcə də elektron idarəetmə sisteminin imtinalarının analizi belə bir nəticəyə gəlməyə əsas verir ki, bu elementlərdə baş verən sıradan çıxmalar əksər hallarda proqnozlaşdırıla bilməyən təsadüfi səbəblərlə əlaqədar olur. Elektrik və elektromaqnit elementlərin eləcə də elektron idarəetmə sisteminin bu cür qəfləti imtinaları ötürücü mexanizmin və eləcə də bütövlükdə texniki sistemin etibarlılıq göstəricilərinin zamandan asılı olaraq dəyişmə xarakterinə ciddi təsir göstərir.

2.5. Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının əsas göstəricilərinin statistik üsullarla təyini

Birinci fəsilə qeyd olunduğu kimi etibarlılıq mürəkkəb anlayışdır və onun qiymətləndirilməsi və proqnozlaşdırılması üçün bir neçə meyar üzrə (imtinasızlıq, uzunömürlük, təmirəyararlılıq, nəqlətmə və saxlanma) müxtəlif göstəricilərdən istifadə olunur (şəkil 1.1.5). Müxtəlif meyarlar üzrə etibarlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi üçün istismar zamanı baş verən imtinalar haqqında statistik məlumatlardan istifadə olunur. Etibarlılığın əsas göstəricilərinin təyini beynəlxalq səviyyədə standartla müəyyən olunur [154, s. 7].

Maşın və avadanlıqların, eləcə də onların elementlərinin etibarlılılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın üsullarından geniş istifadə olunur.

Etibarlılığın imtinasızlıq meyarı üzrə əsas göstəricilərindən biri verilmiş t zaman müddəti ərzində maşının və ya onun hər hansı bir düyününün imtinasız işləmə ehtimalı $R(t)$ -dir. İmtinanın baş vermə anı t' -ə təsadüf kəmiyyətdir. Bu halda t müddəti ərzində imtinasız işləmə ehtimalını simvolik olaraq aşağıdakı kimi göstərmək olar:

$$R(t) = E\{t' > t\} \quad (2.5.1)$$

Fərz edək ki, istismara daxil olmuş N_0 sayda düyündən t müddətindən sonra yalnız $N_i(t)$ sayda düyün iş qabiliyyətini saxlamışdır. $N'(t)$ sayda obyekt isə imtina edərək sıradan çıxmışdır. Onda baxılan düyünün imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$R(t) = \frac{N_i(t)}{N_0} \quad (2.5.2)$$

Bu halda imtinanın baş verməsi ehtimalı aşağıdakı kimi təyin olunacaqdır:

$$F(t) = \frac{N'(t)}{N_0} = \frac{N_0 - N_i(t)}{N_0} = 1 - R(t) \quad (2.5.3)$$

Etibarlılığın imtinasızlıq meyarı üzrə ən vacib xarakteristikalarından biri də imtinaların paylanma sıxlığıdır.

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \frac{1}{N_0} \cdot \frac{dN'(t)}{dt} \quad (2.5.4)$$

Etibarlılığın əsas göstəricilərindən biri də imtinalar intensivliyidir. İmtinalar intensivliyi vahid zamanda baş verən imtinalar sayının verilmiş anda saz halda olan düyünlər sayına nisbəti ilə müəyyən olunur.

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_i(t)} \cdot \frac{dN'(t)}{dt} \quad (2.5.5)$$

Bir çox hallarda təcrübədə imtinalar intensivliyinin istismarın hər hansı bir anındakı qiyməti həmin zaman intervalındakı imtinalarla bağlı statistik məlumatlar əsasında təyin olunur. Bu məqsədlə aşağıdakı ifadədən istifadə etmək olar [38, s. 45]:

$$\lambda(t) = \frac{N_i(t) - N_i(t + \Delta t)}{N_i(t) \cdot \Delta t} = \frac{N'(\Delta t)}{N_i(t) \cdot \Delta t} \quad (2.5.6)$$

Burada Δt – istismarın t anından sonrakı hər hansı nisbətən kiçik zaman intervalı;

$N_i(t + \Delta t)$ – istismarın $t + \Delta t$ anında imtina etməmiş qurğular sayı;

$N'(\Delta t)$ – istismarın $[t, t + \Delta t]$ intervalında imtinaya məruz qalmış qurğular sayıdır.

İmtinalar intensivliyinin (2.5.6) ifadəsi ilə təyin olunmuş qiymətinin real nəticəyə daha yaxın olması üçün $N_i(t)$ -nin mümkün qədər böyük, Δt -nin isə kiçik olması tələb olunur. Baxılan obyektin imtinalarının paylanma funksiyasının seçilməsi üçün imtinalar intensivliyinin (və ya imtinaların paylanma sıxlığının) bütün istismar müddəti ərzində statistik qiymətlərinin tapılması lazım gəlir. Alınan nəticələrin daha real olması üçün sınaq və ya müşahidələrin sayı da çox olmalıdır.

[184, s. 266]-da m sayda seçmə qrupda hər birində n sayda sınaq nəticəsi olmaqla statistik məlumatlar əsasında imtinalar intensivliyinin paylanma sırasının müəyyən olunması göstərilmişdir. Fərz edək ki, i -ci seçmə qrupda imtinanın baş verdiyi zaman müddəti artan sıra ilə $t_{1,i}$, $t_{2,i}$, $t_{3,i}$, ..., $t_{n,i}$ olmuşdur. Hər bir imtina müddətinə imtinalar intensivliyinin bir qiyməti uyğun gəlir. İmtinalar intensivliyinin tərifinə əsasən bu qiymətlərin sırası aşağıdakı kimi olacaqdır [144, s. 22]:

$$\lambda_{1,i} = \frac{1}{n \cdot t_{1,i}}; \lambda_{2,i} = \frac{1}{(n-1)(t_{2,i}-t_{1,i})}; \dots; \lambda_{n,i} = \frac{1}{(t_{n,i}-t_{n-1,i})}. \quad (2.5.7)$$

Beləliklə, bütün seçmə qruplar üzrə imtinaların baş vermə zamanının orta qiymətləri aşağıdakı sıraya uyğun olacaqdır:

$$t_1 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{1,i}; t_2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{2,i}; \dots; t_n = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{n,i} \quad (2.5.8)$$

Bundan sonra isə imtinalar intensivliyinin orta qiymətlərinin sırasını müəyyən etmək olar:

$$\lambda_1 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \lambda_{1,i}; \lambda_2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \lambda_{2,i}; \dots; \lambda_n = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \lambda_{n,i}. \quad (2.5.9)$$

Alınan qiymətlər əsasında imtinalar intensivliyinin zamandan asılılıq histogramı qurula bilər və beləliklə, imtinaların paylanma xarakterinin hansı qanunauyğunluq əsasında baş verdiyini müəyyən etmək olar.

Maşın və aqreqatların etibarlığının imtinasızlıq meyarı üzrə əsas göstəricilərdən biri də imtinaya qədər orta iş həcmidir. Bu göstərici nəzəri olaraq aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$T_{or} = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt \quad (2.5.10)$$

İmtinalar haqqında statistik məlumatlar mövcud olarsa, imtinaya qədər orta iş həcmi aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$T_{or} = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{N_0} t_i. \quad (2.5.11)$$

Burada t_i – i -ci obyektin imtinaya qədər olan iş həcmidir.

Texniki sistemin etibarlığını xarakterizə edən meyarlardan biri də uzunömürlükdür. Uzunömürlük resurslarla xarakterizə olunur. Qurğunun texniki resursu dedikdə istismarın başladığı gündən həddi vəziyyətə qədər onun iş həcmi və ya istismar müddəti başa düşülür. Təyin olunmuş resurs isə qurğunun iş həcmnin və ya istismar müddətinin elə bir qiymətidir ki, həmin anda maşının texniki vəziyyətindən asılı olmayaraq onun istismarı dayandırılmalıdır. Təyin olunmuş resursun qiyməti təhlükəsizlik tələbləri və ya iqtisadi səmərə şərtləri ilə əlaqədar olur. Bundan başqa uzunömürlük göstəricilərinə $\gamma\%$ -li resurs və orta resurs da aiddir. Qurğunun orta resursu eyni tip qurğuların imtinaları haqqında istismardan alınan statistik məlumatlar əsasında aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$L_{or} = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{N_0} L_i. \quad (2.5.12)$$

Burada L_i – i -ci obyektin resursudur.

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri əksər hallarda bərpa olunmaq qabiliyyətinə malikdirlər. Ona görə də iş qabiliyyəti təmirlər və texniki qulluqlar vasitəsi ilə bərpa olunan ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində təmirəyararlılıq meyarı üzrə göstəricilər istifadə olunur. Bu etibarlıq göstəricilərindən biri olan orta bərpa olunma müddəti $T_b(t)$ qurğunun işgörmə qabiliyyətinin bərpa olunmasına sərf olunan vaxtın riyazi gözləməsidir və aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$T_b = \int_0^\infty t \cdot f_b(t) dt \quad (2.5.13)$$

Burada $f_b(t)$ – qurğunun bərpa müddətinin paylanma sıxlığıdır.

Orta bərpa olunma müddəti istismardan alınan statistik məlumatlar əsasında aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$T_b = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{bi}. \quad (2.5.14)$$

Burada n – obyektin imtinalarının sayı;

T_{bi} – obyektin i -ci imtinasından sonra bərpaolunmaya sərf olunan müddətdir.

Qurğunun təmirəyararlılıq meyarı üzrə əsas göstəricilərindən biri onun verilmiş t müddəti ərzində bərpa oluna bilməsi ehtimalıdır və aşağıdakı kimi ifadə oluna bilər [71, s. 29]:

$$R_b(t) = P(T_b \leq t) = \int_0^t f_b(t) dt. \quad (2.5.15)$$

Qurğunun imtinaları və bərpaolunmaları haqqında statistik məlumatlar əsasında bu göstərici aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$R_b(t) = 1 - \frac{n_b(t+\Delta t)}{N_b(t+\Delta t)}. \quad (2.5.16)$$

Burada $n_b(t + \Delta t)$ - t -dən $(t + \Delta t)$ -yə qədər olan zaman intervalında bərpa olunmayan qurğular sayı; $N_b(t + \Delta t)$ – həmin müddətdə imtinaya məruz qalmış qurğuların ümumi sayıdır.

Etibarlığın təmirəyararlılıq meyarı üzrə əsas göstəricilərindən biri də bərpaolunma intensivliyidir. Bu göstərici vahid zamanda qurğunun işgörmə qabiliyyətinin bərpa olunması ehtimalına bərabərdir.

$$\mu(t) = \frac{f_b(t)}{R_b(t)}. \quad (2.5.17)$$

Statistik məlumatlar əsasında bərpaolunma intensivliyi aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$\mu(t) = \frac{m_b(t+\Delta t)}{n_b(t) \cdot \Delta t} \quad (2.5.18)$$

Burada Δt – istismarın t zaman anından sonra keçən nisbətən kiçik zaman intervalı; $m_b(t + \Delta t)$ – t -dən $(t + \Delta t)$ -yə qədər olan zaman intervalında bərpaolunmaların ümumi sayı; $n_b(t)$ – istismarın t anında bərpa olunmamış qurğuların sayıdır.

Texniki sistemlərin etibarlığının kompleks göstəricilərindən biri hazırlıq əmsalıdır. Hazırlıq əmsalı K_h - maşının hər hansı bir zaman müddətində işgörməyə hazır olma ehtimalını xarakterizə edir və ümumi halda aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$K_h = \frac{T_{or}}{T_{or} + T_b}. \quad (2.5.19)$$

Ötürücü mexanizmlərin müxtəlif meyarlara görə etibarlıq göstəricilərinin təyini həm layihələndirmə və istehsal, həm də istismar prosesində maşın və avadanlıqların keyfiyyət səviyyəsini qiymətləndirməyə imkan verir.

2.6. Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığının sistemli analizinin əsas istiqamətləri

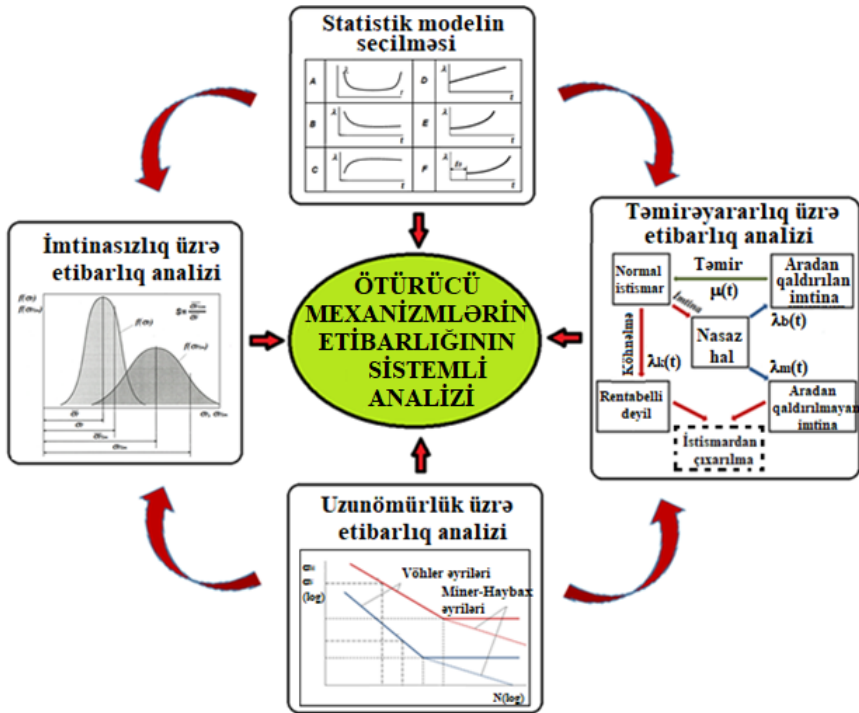
Maşınların və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığının qiymətləndirilməsi üzrə mövcud ədəbiyyatın təhlili və müasir ötürücü mexanizmlərdə baş verən əsas imtinaların analizi əsasında belə bir

nəticəyə gəlmək olar ki, bu sahədə çoxlu sayda tədqiqatların aparılmasına baxmayaraq mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlığının sistemli analizi aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır. Bu, ilk növbədə müasir ötürücü mexanizmlərdə mexatron elementlərin və elektron idarəetmə qurğularının tətbiqi ilə əlaqədar olaraq imtinaların xarakterinin və paylanma xüsusiyyətlərinin dəyişməsi ilə bağlıdır. Bu səbəbdən ötürücü mexanizmlərin və onların əsas elementlərinin etibarlığının proqnozlaşdırılmasında istifadə olunan imtinaların mövcud paylanma qanunları lazımi tələblərə cavab verə bilmirlər və yeni statistik modellərin yaradılmasına zərurət yaranır. Digər tərəfdən ötürücü mexanizmlərin əsas işçi elementlərinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi məsələsi də aktual bir məsələdir və bu cür analiz istismar prosesində uzunömürlüyün artırılmasında mühüm rol oynaya bilər.

Tədqiqatın başqa bir istiqaməti isə aradan qaldırılan və qaldırılma bilməyən imtinaların sistemli şəkildə nəzərə alınmasıdır. Mövcud ədəbiyyatda bu imtinalar müxtəlif obyektlər üçün ayrı-ayrılıqda baxılır və eyni bir obyekt üçün hər iki imtinanın nəzərə alınması hallarına baxılmamışdır. Ötürücü mexanizmlər təmirəyararlılıq qabiliyyətinə malikdirlər, yəni imtina baş verdikdən sonra bu imtinalar əksər hallarda aradan qaldırılır və işgörmə qabiliyyəti bərpa edilir. Lakin bir sıra hallarda elə imtina halları da baş verə bilər ki, işgörmə qabiliyyətinin bərpası texniki nöqteyi-nəzərdən və ya rentabelliyin aşağı düşməsi səbəbindən məqsədəuyğun olmasın. Bu, qəza və ya köhnəlmə nəticəsində əsas işçi elementlərin tam yararsız hala düşməsi ilə əlaqədar ola bilər. Ona görə də maşın parkının hazırlıq əmsalının yüksəldilməsi və lazımi ehtiyat hissələri ilə təminatın həyata keçirilməsi üçün aradan qaldırılmayan imtinaların nəzərə alınması böyük əhəmiyyətə malikdir.

Qeyd olunanlar əsasında müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin sistemli etibarlıq analizinin struktur sxemini şəkil 2.6.1-də olduğu kimi təsvir etmək olar. Ötürücü mexanizmin həm aradan qaldırılan, həm də aradan qaldırılmayan imtinaları üçün statistik modelin düzgün seçilməsi çox vacibdir. Burada imtinaların xarakteri və istismarın hansı dövründə daha çox meydana gəlməsi nəzərə alınmalıdır. İmtinaları aradan qaldırılma bilməyən elementlərin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə uzunömürlük analizinin aparılması da xüsusi əhəmiyyətə malik ola bilər. Bu cür analiz xüsusən də dişli çarx

ötürmələrinin uzunömürlüyünün artırılmasında rol oynaya bilər. Kontakt gərginlikləri nəticəsində dişlərin bir qayda olaraq işçi səthləri sıradan çıxır. Əyilmə gərginlikləri isə hər iki səth üzrə dişlərin qırılması ilə nəticələnə bilər. Əyilmə möhkəmliyi daha yüksək olan dişli çarxlarda müəyyən istismar müddətindən sonra işçi səthləri qeyri-ışçı səthlərlə əvəz etməklə ötürücü mexanizmin resursunu artırmaq mümkündür. Ona görə də dişli çarx ötürmələrinin kontakt və əyilmə möhkəmliyi meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi mühüm praktiki əhəmiyyət kəsb edə bilər.



Şəkil 2.6.1. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığının sistemli analizinin struktur sxemi

Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin əsas imtina səbəblərinin analizi əsasında aşağıdakı ümumi nəticələrə gəlmək olar:

1. Müasir maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan ötürücü mexanizmlər mexatron struktura malikdirlər və onların imtinalarının zamana görə paylanması stoxastik xarakter daşıyır;
2. Mexatron strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin istismarı zamanı əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən qəfləti imtinalar daha çox üstünlük təşkil edir;
3. Müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarının zamana görə fərqli paylanmaya məxsus olması etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində yeni paylanma funksiyalarının tətbiq olunmasına zərurət yaradır.
4. Ötürücü mexanizmlərin dişli çarxlarının möhkəmlik və uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizinin aparılması istismar zamanı onların resursunun yüksəldilməsinə imkan verə bilər;
5. Müasir ötürücü mexanizmlər iş qabiliyyəti bərpa olunan qurğulara aid olunsalar da, istismar zamanı onların aradan qaldırıla bilməyən imtinaları da baş verə bilər və bu imtinaların nəzərə alınması maşın parkının hazırlıq əmsalının yüksəldilməsi və lazımi ehtiyat hissələri ilə təminatın həyata keçirilməsinə imkan verə bilər.

III FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN ETİBARLIĞININ PROQNOZLAŞDIRILMASI ÜSULLARI

3.1. Etibarlığın qiymətləndirilməsində istifadə olunan statistik modellərin analizi

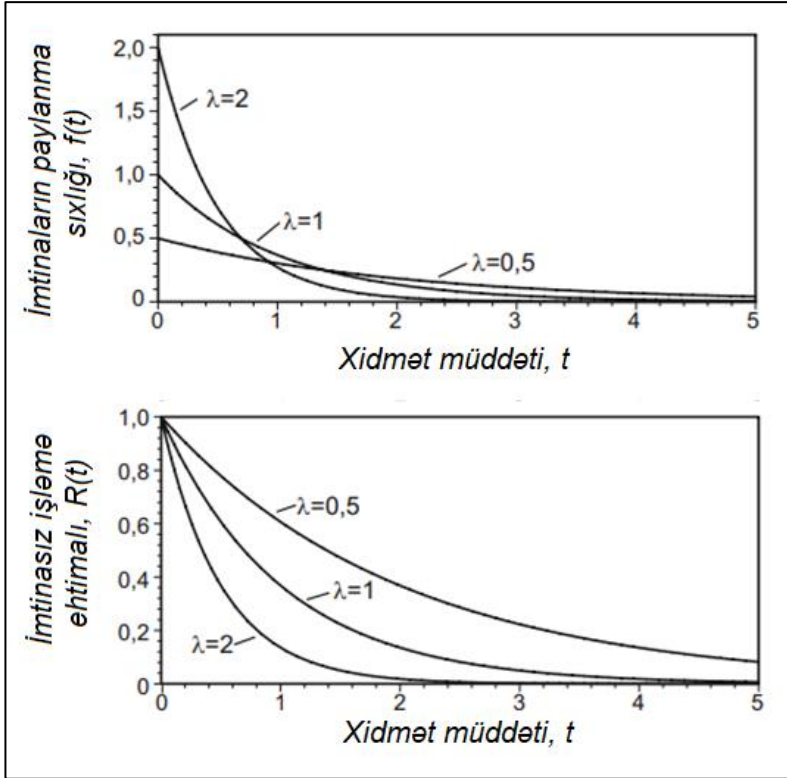
Maşın və avadanlıqların tərkib hissələrindən biri olan ötürücü mexanizmlərin etibarlığı onun keyfiyyət səviyyəsini müəyyən edən mühüm göstəricilərdən biridir. Müasir ötürücü mexanizmlər kifayət qədər mürəkkəb struktura malikdirlər və onların etibarlığı konstruksiyaetmə, istehsal və istismar proseslərində meydana çıxan, əksər hallarda proqnozlaşdırıla bilməyən çoxlu sayda təsadüfi amillərdən asılı olur. Təbiidir ki, etibarlıq göstəricilərinin daha dəqiq qiymətləndirilməsində mexanizmin həyat tsiklinin son mərhələsində - yəni istismar prosesində yaranan imtinalar haqqında statistik məlumatların əldə olunması mühüm rol oynayır. Lakin bu məlumatların əldə olunması üçün bütün istismar dövrü ərzində böyük miqdarda qurğu üzərində sınaq və müşahidələrin aparılması lazım gəlir. Bu işə böyük vaxt və zəhmət tələb edən bir prosesdir, ona görə də praktikada etibarlığın qiymətləndirilməsi üçün mövcud statistik modellərdən istifadə edirlər. Hal-hazırda maşınların və onların struktur elementlərinin etibarlığının qiymətləndirilməsində onlarla müxtəlif statistik model - klassik paylanma qanunu tətbiq olunur. Hər bir qurğunun etibarlığının düzgün qiymətləndirilməsində statistik modelin və onun parametrlərinin seçilməsi mühüm əhəmiyyətə malikdir. Seçilən statistik model imtinaların faktiki paylanmasını kifayət qədər düzgün əks etdirməlidir.

Etibarlığın qiymətləndirilməsində ən çox istifadə olunan paylanma qanunlarını nəzərdən keçirək. Eksponensial (üstlü) paylanma qanunu ən sadə paylanma qanunlarından biri olub, imtinalar intensivliyinin sabit qiymətlərində ($\lambda(t)=\lambda=const.$) etibarlığın qiymətləndirilməsi üçün daha əlverişlidir. [144, s. 41]-ə görə eksponensial paylanma zamanı imtinasız işləmə ehtimalı $R(t)$ və imtinaların paylanma sıxlığı $f(t)$ zamandan asılı olaraq aşağıdakı ifadələrlə təyin oluna bilirlər:

$$R(t) = e^{-\lambda t}; \quad f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}. \quad (3.1.1)$$

Burada t - imtinaya qədər olan orta müddətdir.

Göründüyü kimi, eksponensial paylanma qanunundan istifadə etdikdə etibarlığın bütün göstəriciləri yalnız bir parametrdən (λ) asılı olaraq təyin oluna bilərlər. Qrafik 3.1.1-də λ -nın müxtəlif qiymətlərində eksponensial paylanma zamanı imtinaların paylanma sıxlığının və imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılıq qrafikləri əks olunmuşdur.



Qrafik 3.1.1. Eksponensial paylanmada etibarlıq göstəricilərinin zamandan asılılığı

Eksponensial paylanma öz sadəliyinə görə bir çox hallarda statistik model kimi tətbiq olunsada, bütün istismar müddəti ərzində imtinalar intensivliyinin sabit olmasına təcrübədə çox az hallarda rast gəlinir. Əksər maşın və avadanlıqların normal istismar dövründə, yalnız qəfləti imtinaların baş verdiyi hallarda imtinalar intensivliyi təxminən sabit

götürülə bilər. Ona görə də etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində eksponensial paylanmadan istifadə etdikdə dəqiqlik çox yüksək olmur.

Etibarlığın qiymətləndirilməsində geniş istifadə olunan paylanmalardan biri də normal (Qaus) paylanmadır. Bu qanundan o halda istifadə edirlər ki, imtinaya qədər olan müddətin paylanması çoxlu sayda təsadüfi amillərdən asılı olsun. İmtinasız işləmə müddətinin normal paylanma sıxlığı aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir [144, s. 39]:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}\right]. \quad (3.1.2)$$

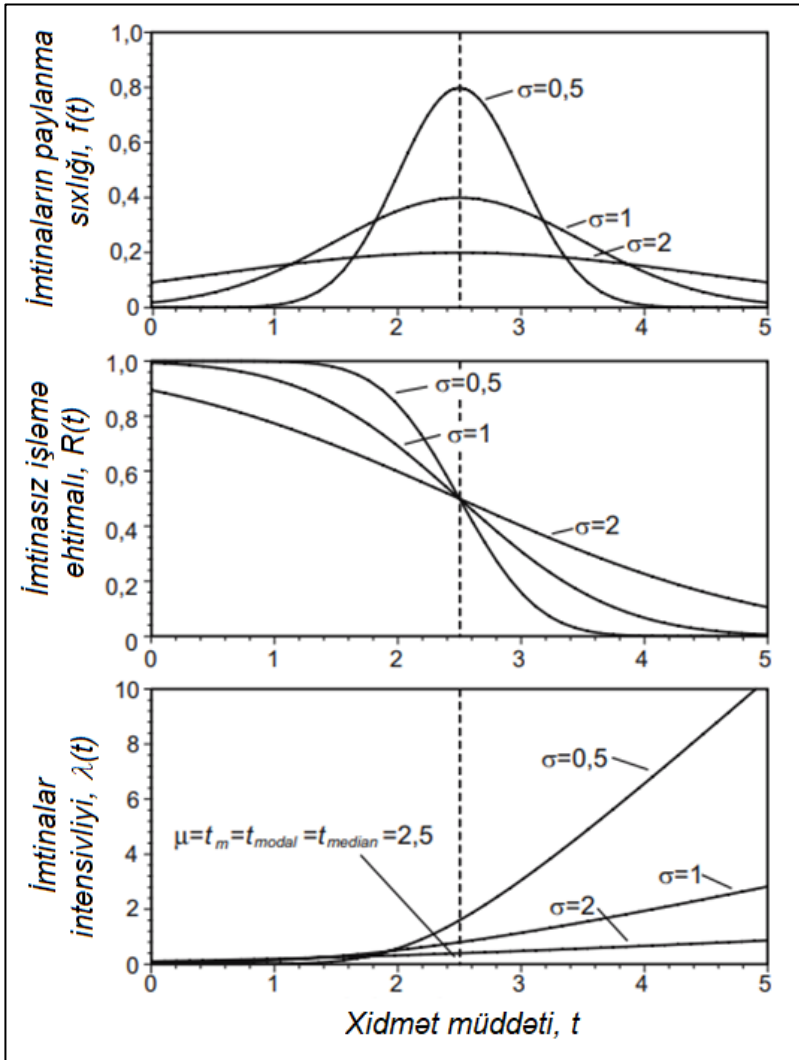
Burada m - imtinaya qədər olan zaman müddətinin riyazi gözləməsi;
 σ – imtinaların orta kvadratik sapmasıdır.

Normal paylanma zamanı imtinasız işləmə ehtimalı $R(t)$ və imtinalar intensivliyi $\lambda(t)$ zamandan asılı olaraq aşağıdakı ifadələrlə təyin oluna bilərlər:

$$R(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \int_t^\infty \exp\left[-\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}\right] d\tau; \quad \lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)}. \quad (3.1.3)$$

Qrafik 3.1.2-də m və σ -nın müxtəlif qiymətlərində normal paylanma zamanı etibarlıq göstəricilərinin zamandan asılılıq qrafikləri əks olunmuşdur.

Normal paylanma qanunu bir çox üstünlüklərə malik olsa da, maşın və ya avadanlığın, eləcə də onun düyün və detallarının bütün istismar dövründə baş verən imtinalarının hamısını nəzərə almağa imkan vermir. Etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində normal paylanma qanunundan istifadə etmək o zaman əlverişli olur ki, bütün imtinalar yalnız müəyyən istismar dövrü diapazonunda baş versin. Təcrübədə isə belə hallara az rast gəlinir. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin qəfləti və tədrici imtinaları isə həm uyuşma dövrünə, həm normal istismar dövrünə və həm də köhnəlmə dövrünə təsadüf edə bilərlər. Beləliklə, ötürücü mexanizmlərin etibarlıq göstəricilərinin normal paylanma əsasında təyin olunması zamanı yalnız köhnəlmə dövrü imtinaları nəzərə alınır, uyuşma və normal istismar dövründəki imtinalar isə nəzərə alınma bilmir. Bu isə etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində xətalara səbəb olur.



Qrafik 3.1.2. Normal paylanmada etibarlıq göstəricilərinin zamandan asılılığı

Təcrübədə bəzən loqarifmik normal paylanmadan da istifadə edirlər. Loqarifmik normal paylanmada imtinanın baş vermə müddətinin loqarifmi normal paylanma qanununa tabe olur. Bu paylanma normal

paylanmadan fərqli olaraq imtinaların paylanma sıxlığının müxtəlif dəyişmə qanunauyğunluqlarını almağa imkan verir. Buna baxmayaraq loqarifmik normal paylanma imtinalar intensivliyinin monoton olaraq artdığı yeyilmə və yorulma prosesləri zamanı etibarlılığın qiymətləndirilməsində məhdud hallarda istifadə oluna bilər [144, s. 58]. Bundan başqa imtinalar intensivliyinin və imtinasız işləmə ehtimalının analitik olaraq təyini mümkün olmur, buna görə də xüsusi cədvəllərin tərtib olunması lazım gəlir.

Öz universallığı ilə təcrübədə geniş istifadə olunan paylanma qanunlarından biri Veybul paylanmasıdır. Bu statistik model ikiparametrli və üçparametrli variantlarda istifadə edilməklə yeyilməyə və yorulmaya məruz qalan elementlərin etibarlıq göstəricilərinin təyin edilməsində tətbiq oluna bilər.

İkiparametrli Veybul paylanmasında imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı aşağıdakı kimi təyin edilir [144, s. 43]:

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{T} \right)^b \right]. \quad (3.1.4)$$

Burada b – forma əmsalı;

T – xarakteristik uzunömürlükdür. İstismarın $t=T$ anında bütün hallarda $R(T) \approx 0,37$ qiyməti alınır.

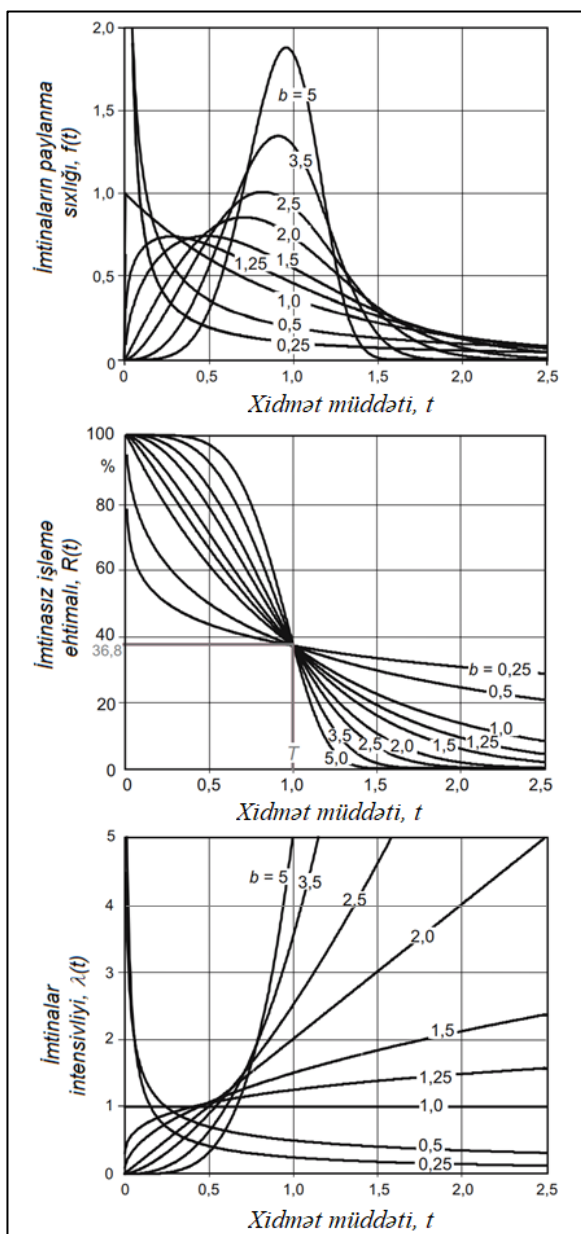
Etibarlıq nəzəriyyəsinin əsas tənliyindən istifadə edərək, imtinalar intensivliyi üçün aşağıdakı ifadəni ala bilərik:

$$\lambda(t) = \frac{b}{T} \cdot \left(\frac{t}{T} \right)^{b-1}. \quad (3.1.5)$$

İmtinaların paylanma sıxlığı üçün isə aşağıdakı ifadə alınır:

$$f(t) = \frac{b}{T} \cdot \left(\frac{t}{T} \right)^{b-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t}{T} \right)^b \right] \quad (3.1.6)$$

Qrafik 3.1.3-də etibarlılığın əsas göstəricilərinin b və T parametrlərinin bəzi qiymətlərində zamandan asılılıq ayrıləri əks olunmuşdur. Qrafiklərdən göründüyü kimi $b=1$ olduqda Veybul paylanması eksponensial paylanmaya keçir, $b=2$ olduqda $\lambda(t)$ funksiyası xətti dəyişir və Reley paylanması alınır, $b=3,3$ olduqda normal paylanmaya yaxın olur.



Qrafik 3.1.3. Veybul paylanmasında etibarlıq göstəricilərinin zamandan asılılığı

İstismarın başlandığı andan keçən müəyyən t_0 müddəti ərzində heç bir imtina baş verməzsə, üçparametrlı Veybul paylanmasından istifadə etmək olar. Bu halda etibarlığın əsas göstəriciləri aşağıdakı ifadələrlə təyin olunacaqdır:

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^b \right]; \quad \lambda(t) = \frac{b}{T - t_0} \cdot \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^{b-1};$$

$$f(t) = \frac{b}{T - t_0} \cdot \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^{b-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - t_0}{T - t_0} \right)^b \right].$$

Veybul paylanması öz universallığı ilə müxtəlif maşın və avadanlıqların, eləcə də onların elementlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində tətbiq olunur. Lakin əksər hallarda istismar müddətinin müxtəlif mərhələlərində (uyuşma, normal istismar və köhnəlmə) paylanmanın parametrlərini fərqli götürmək lazım gəlir [144, s. 53]. Bu isə paylanmanın parametrlərinin düzgün təyin olunmasında müəyyən çətinliklər yaradır və hesablamaların həcmi artırır.

3.2. Tədrici imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri və onların əsas elementləri (dişli çarxlar, vallar, yastıqlar və s.) üçün tədrici imtinalar daha xarakterikdir. Bu imtinalar detalların yeyilməsi, yorulması və eləcə də onların materiallarının köhnəlməsi ilə bağlı olan qarşısızalmaz struktur dəyişiklikləri ilə bağlıdır.

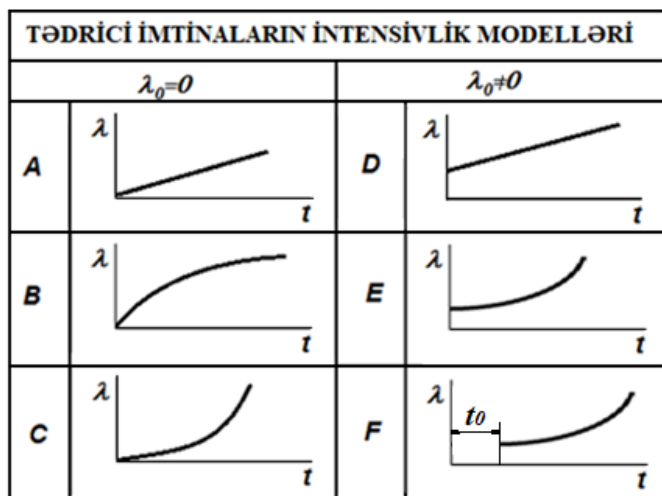
Tədrici imtinalar zamanı imtinalar intensivliyinin dəyişmə xarakteri müxtəlif amillərdən, məsələn, istismar şəraitindən, yeyilməyə və yorulmaya hesabatların dəqiqliyindən, maşının peşəkarlığından və s. asılıdır. Ümumi halda texniki sistemin tədrici imtinalarının intensivliyi aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$\lambda(t) = \lambda_0 + \lambda_v(t). \quad (3.2.1)$$

Burada λ_0 – imtinalar intensivliyinin istismarın başlanğıc anında qiyməti (istehsalat qüsurları, konstruksiyaetmə və eləcə də nəqlietmə və saxlanma xətaları ilə əlaqədar); $\lambda_v(t)$ – istismar zamanı baş verən tədrici imtinaların intensivliyidir.

Qrafik 3.2.1-də texniki obyektlərin tədrici imtinalarının intensivlik modellərinin ən çox rast gəlinən halları əks olunmuşdur. İmtinalar

intensivliyinin A modeli üzrə xətti dəyişməsi əsasən mexaniki elementlərdən təşkil olunmuş maşın və avadanlıqların istismarında müşahidə olunur. Bu halı riyazi olaraq mütənasiblik əmsalı $c=1/\sigma^2$ olan Reley paylanması ilə təsvir etmək olar. Burada σ – Reley paylanmasının parametridir [125, s. 48].



Qrafik 3.2.1. Tədrici imtinalarının intensivlik modelləri

Qrafik 3.2.1-də əks olunmuş B halını riyazi olaraq təsvir etmək üçün forma əmsalının qiymətini $1 < b < 2$ intervalından qəbul etməklə Veybul paylanmasından istifadə etmək olar. Tədqiqatlar göstərir ki, əksər yük avtomobillərinin ötürmə mexanizmlərinin və sürətlər qutusunun imtinaları bu modelə uyğun paylanır [144, s. 26].

C halı (qrafik 3.2.1) normal paylanma qanunu ilə daha yaxşı təsvir oluna bilər. İmtinalar intensivliyinin bu şəkildə paylanması imtinaları detalların yeyilməsi, yorulması və materialların köhnəlməsi ilə əlaqədar olan, konstruksiyatmə və istehsalat xətalrı minimum olan mexaniki sistemlərin istismarında müşahidə oluna bilər [78, s. 205].

Müxtəlif texniki sistemlərin, o cümlədən maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin istismarının başlanğıcında imtinalar intensivliyinin kifayət qədər olduğu hallara da tez-tez rast gəlinir. Bu, əksər hallarda istehsalat qüsurları, konstruksiyatmə səhvləri və istismara

qədərki dövrdə nəqlətmə və saxlanma prosesində yol verilən xətlər ilə əlaqədar olur. Bu cür hallarda imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsi D, E və ya F modelləri ilə ifadə oluna bilər (qrafik 3.2.1).

İstismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiyməti λ_0 , imtinalar haqqında istismarın ilk mərhələsində əldə olunan statistik məlumatlar əsasında təyin oluna bilər. Fərz edək ki, istismarın ilk $[0, t_0]$ intervalında müşahidə olunan qurğuların imtinalarının sayı məlumdur. Onda istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiymətini aşağıdakı kimi tapa bilərik [96, s. 36]:

$$\lambda_0 \approx \lambda(t_0) = \frac{1}{N_0} \cdot \frac{\Delta N(t_0)}{t_0} \quad (3.2.2)$$

Burada N_0 – istismara daxil olunan və müşahidə edilən qurğular sayı; $\Delta N(t_0)$ – müşahidə olunan qurğulardan $[0, t_0]$ intervalında imtinaya məruz qalanların sayıdır.

Qrafik 3.2.1-də D halına uyğun modeldə imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı aşağıdakı ifadə ilə göstərilə bilər:

$$\lambda = \lambda_0 + ct, \quad (3.2.3)$$

burada c – mütənasiblik əmsalıdır.

Təcrübə göstərir ki, müasir texniki obyektlərin imtinalar intensivliyi çox nadir hallarda zamandan asılı olaraq xətti dəyişir. Hətta normal istismar dövründə əksər maşın və avadanlıqlarda tədrici imtinaların baş verməsi hesabına imtinalar intensivliyi qeyri-xətti olur. Mexaniki sistemlərdə yeyilmə və yorulma nəticəsində imtinalar intensivliyinin monoton artması daha çox rast gəlinir. Elə buna görə də mexaniki ötürmələrin və onların əsas elementlərinin λ -xarakteristikası qrafik 3.2.1-də E halına daha çox uyğun gələ bilər. İmtinalar intensivliyinin bu şəkildə dəyişməsi ekstremal qiymətlər paylanması ilə təsvir oluna bilər. [100, s. 290] və [165, s. 94]-də birparametrlilik ekstremal qiymətlər paylanmasının köməyi ilə mexaniki sistemlərin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. [96, s. 36] və [97, s. 56]-da isə ikiparametrlilik ekstremal qiymətlər paylanmasının etibarlılığın qiymətləndirilməsində tətbiqi əks olunmuşdur. [96, s. 36]-da təklif olunan ikiparametrlilik ekstremal qiymətlər paylanmasına görə imtinalar intensivliyi aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$\lambda(t) = k \left(1 + e^{\frac{t}{\tau}} \right). \quad (3.2.4)$$

Burada k – paylanmanın forma parametri;

T – xarakterik uzunömürlükdür.

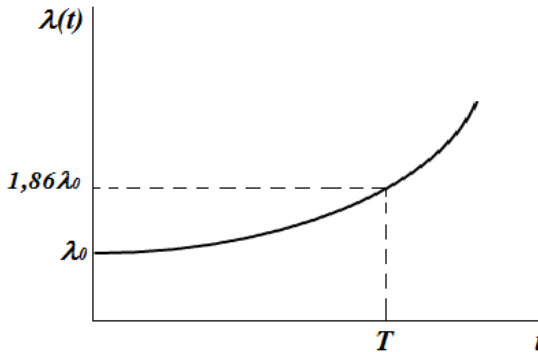
Paylanmanın forma parametri k istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiymətini xarakterizə edir və λ_0 -dan asılı olaraq təyin oluna bilər. Həqiqətən də $t=0$ olduqda $\lambda(0)=\lambda_0=2k$ alınır. Buradan

$$k = \frac{\lambda_0}{2}.$$

T parametri uzunömürlüyün elə bir qiymətidir ki, istismar müddətinin həmin anında $\lambda(T)=k(1+e) \approx 1,86\lambda_0$ şərti ödənilir (qrafik 3.2.2). Bu şərtə görə T parametrini təyin etmək olar. Yəni imtinalar intensivliyinin qiymətinin λ_0 -ın 1,86 mislinə bərabər olduğu istismar müddətini müşahidələr və ya sınaqlar nəticəsində təyin etməklə, T -ni müəyyən etmək olar. Beləliklə, təqdim olunan paylanmanın parametrlərini imtinalar haqqında natamam məlumatlar olduqda belə təyin etmək olar.

İmtinasız işləmə ehtimalının təqdim olunan paylanmaya görə ifadəsi aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$R(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right] = \exp\left[kT\left(1 - e^{\frac{t}{T}}\right) - kt\right] \quad (3.2.5)$$



Qrafik 3.2.2. Ekstremal qiymətlər paylanmasında imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı

$\lambda(t)$ və $R(t)$ məlum olduqda etibarlılığın digər göstəricilərini də aşağıdakı ifadələrə görə təyin etmək olar:

$$f(t) = \lambda(t) \cdot R(t) = k\left(1 + e^{\frac{t}{T}}\right) \cdot \exp\left[kT\left(1 - e^{\frac{t}{T}}\right) - kt\right]; \quad (3.2.6)$$

$$F(t) = 1 - R(t) = 1 - \exp\left[kT\left(1 - e^{\frac{t}{T}}\right) - kt\right]. \quad (3.2.7)$$

k və T parametrlərinin müxtəlif qiymətlərində etibarlıq göstəricilərinin təqdim olunan paylanmaya görə zamandan asılı olaraq dəyişməsi qrafik 3.2.3 və 3.2.4-də əks olunmuşdur. Qrafiklərdən görüldüyü kimi imtinalar intensivliyinin zamandan asılı olaraq dəyişməsi qrafik 3.2.1-də E halına uyğun gəlir. Bu bir daha təsdiq edir ki, təqdim olunan paylanma elementləri əsasən yeyilmə və yorulma nəticəsində imtinaya məruz qalan müxtəlif mexaniki sistemlərin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində istifadə oluna bilər.

Təqdim olunan paylanmanın əsas üstünlüklərindən biri odur ki, paylanmanın parametrləri istismarın ilk mərhələsində imtinalar haqqında əldə olunan statistik məlumatlar əsasında təyin oluna bilər. Bu isə sınaqlara və müşahidələrə sərf olunan zamanın kifayət qədər azalmasına imkan verə bilər.

Bir çox hallarda ideal konstruksiya olunmuş və istehsal zamanı qüsurlara yol verilməyən maşın və qurğuların ilk imtinasına qədər olan istismar müddəti kifayət qədər böyük olur. Bu halda etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi zamanı ilk imtinaya qədər olan istismar müddətinin nəzərə alınması zərurətdir. Qrafik 3.2.1-də F modeli belə hallara aiddir. İlk imtinaya qədər olan orta müddət t_0 , sonrakı istismar dövründə baş verən imtinalar isə ekstremal qiymətlər paylanmasına uyğun olarsa, imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsinə aşağıdakı kimi ifadə edə bilərik:

$$\lambda(t) = k \left(1 + e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right). \quad (3.2.8)$$

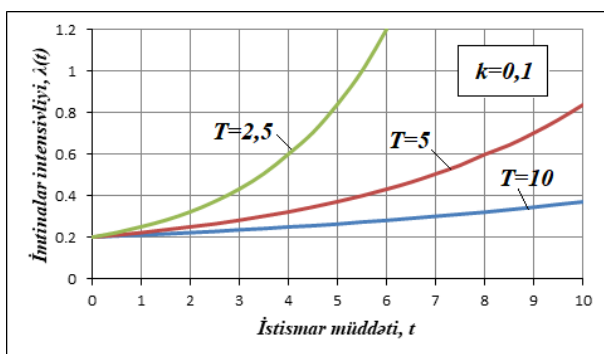
Bu halda etibarlılığın digər göstəricilərini aşağıdakı ifadələrlə təyin etmək olar:

$$R(t) = \exp \left[k(t - t_0) \left(1 - e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right) - k(t - t_0) \right] \quad (3.2.9)$$

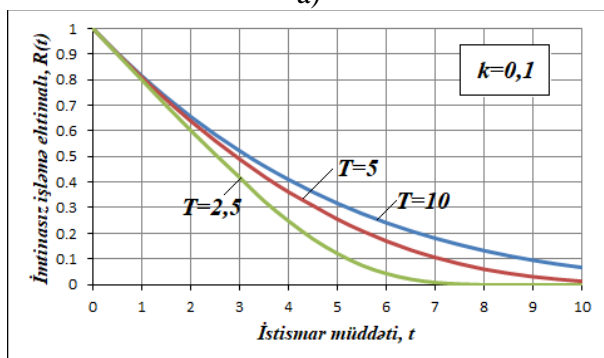
$$f(t) = k \left(1 + e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right) \cdot \exp \left[k(t - t_0) \left(1 - e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right) - k(t - t_0) \right] \quad (3.2.10)$$

$$F(t) = 1 - \exp \left[k(t - t_0) \left(1 - e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right) - k(t - t_0) \right]. \quad (3.2.11)$$

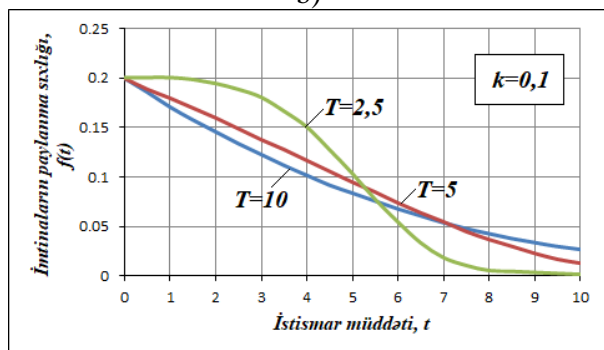
Nəzərə almaq lazımdır ki, (3.2.8) – (3.2.11) funksiyalarının təyin oblası (t_0, ∞) intervalıdır. $[0, t_0]$ oblastında isə $\lambda(t)=0$, $P(t)=1$, $F(t)=0$ və $f(t)=0$ götürmək lazımdır. İlk imtinaya qədər olan müddətin orta qiymətini isə istismarın ilk dövründə aparılan müşahidələr əsasında riyazi statistikanın metodlarından istifadə etməklə təyin etmək olar.



a)

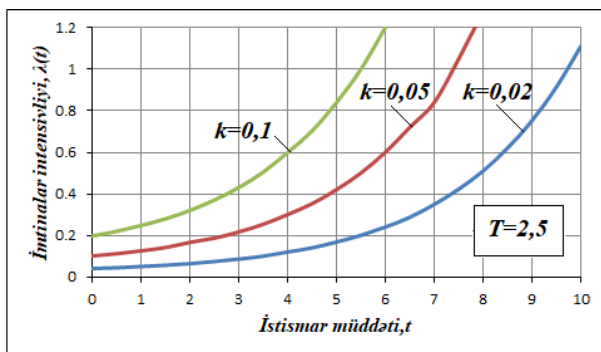


b)

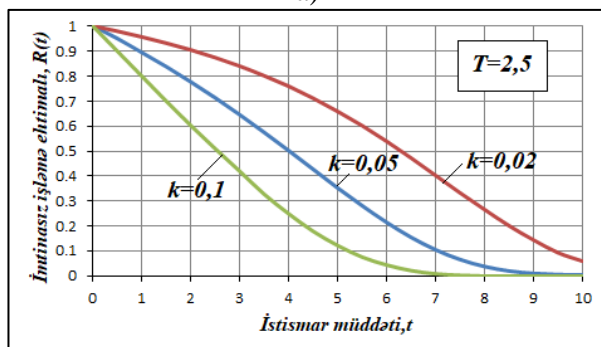


c)

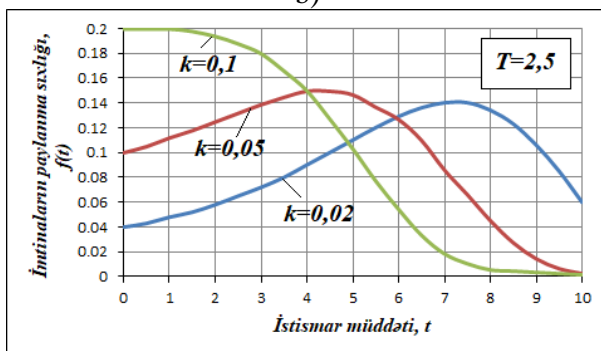
Qrafik 3.2.3. İkiparametrlı ekstremal qiymətlər paylanması T parametrinin müxtəlif qiymətlərində imtinalar intensivliyinin (a), imtinasız işləmə ehtimalının (b) və imtinaların paylanma sıxlığının (c) zamandan asılılığı



a)



b)



c)

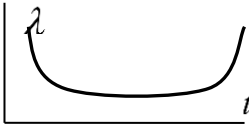
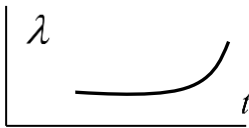
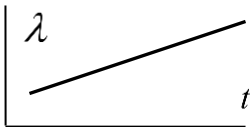

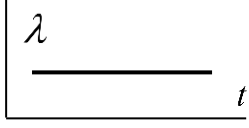
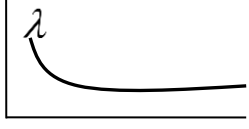
Qrafik 3.2.4. İkiparametrlı ekstremal qıymətlər paylanmasında k parametrlının müxtəlif qıymətlərində imtınalar intensivliyinin (a), imtınasız işləmə ehtimalının (b) və imtınaların paylanma sıxlığının (c) zamandan asılılığı

3.3. Qəfləti və tədrici imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri

Real texniki sistemlərin istismarı zamanı tədrici imtinalarla yanaşı əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən qəfləti imtinaların baş verməsi qaçılmaz olur. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin qəfləti imtinaları layihələndirmə və istehsal prosesində yol verilən qüsurlarla, istismar zamanı baş verən gözlənilməz qəzalarla, maşinistin qeyri-peşəkarlığı ilə və başqa proqnozlaşdırıla bilməyən səbəblərlə bağlı ola bilər. Ona görə də ötürücü mexanizmlərin və onların əsas işçi elementlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi zamanı tədrici imtinalarla birlikdə qəfləti imtinaların da nəzərə alınması vacibdir.

Aparılan tədqiqatlar göstərir ki, müasir texniki sistemlərdə imtinalar intensivliyinin zamandan asılılıq qanunları bir çox amillərdən asılıdır. Xüsusilə də tərkibində elektron və mexatron strukturlu elementlərin olduğu müasir mürəkkəb texniki obyektlərdə qəfləti imtinaların çox olması onun λ -xarakteristikasına ciddi təsir göstərir. [129, s. 235] və [134, s. 21]-də imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığının ən çox rast gəlinən hallarının müxtəlif tədqiqat mərkəzləri tərəfindən aparılmış araşdırmalarının nəticələri təqdim olunmuşdur. Cədvəl 3.3.1-də bu nəticələr əks olunmuşdur. Cədvəldən göründüyü kimi imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsinin qrafik 2.1.1-ə uyğun olan klassik modeli müasir mexatron strukturlu texniki sistemlərdə o qədər də çox rast gəlinmir (cədvəl 3.3.1, A modeli). Bu, əksər elektron komponentlərin imtinalarının qəfləti xarakter daşması ilə bağlıdır. Buna baxmayaraq bu model layihələndirmə və istehsalat qüsurlarına yol verilən, əsasən mexaniki komponentlərdən təşkil olunan və istismarın son mərhələsində daha çox yeyilmə və yorulma nəticəsində imtinaların baş verdiyi texniki sistemlərin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində istifadə oluna bilər. Bu halın riyazi olaraq təsvir edilməsi üçün [144, s. 53]-də Veybul paylanmasından istifadə olunması təklif edilmişdir. Lakin bunun üçün istismarın hər bir mərhələsi (uyuşma, normal istismar və köhnəlmə dövrləri) üçün müxtəlif paylanma parametrlərinin qəbul olunması lazım gəlir. Bu isə hesablamaların həcmi artırır.

Cədvəl 3.3.1. İmtinalar intensivliyinin zamandan asılılığının ən çox rast gəlinən halları [134, s. 21]

	İmtinalar intensivliyinin dəyişmə xarakteri		UAL	Broberg 1973	MSDP Studies 1983	SSMD 1993
Qəfləti və tədrici imtinalar	A		4%	3%	3%	6%
	B		2%	1%	17%	
	C		5%	4%	3%	
Qəfləti imtinalar	D		7%	11%	6%	
	E		14%	15%	42%	60%
	F		68%	66%	29%	33%

Çoxparametrli paylanma funksiyası. [7, s. 52] və [35, s. 5]-də cədvəl 3.3.1-dəki A halının riyazi olaraq ifadə edilməsi üçün yeni paylanma modelləri işlənmişdir. [7, s. 52]-də imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı üçün aşağıdakı çoxparametrli ifadə təklif olunmuşdur:

$$\lambda(t) = \frac{\lambda_0}{1+\alpha_1 \cdot t} + \alpha_2 \cdot t + \alpha_3 \left(\frac{t}{T}\right)^3. \quad (3.3.1)$$

Burada λ_0 – istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiymətidir və (3.2.2) ifadəsi ilə təyin oluna bilər; α_1 – istismarın birinci mərhələsində (uyuşma dövrü) imtinalar intensivliyinin dəyişməsinə nəzərə alan əmsaldır; α_2 – normal istismar dövründə (istismarın ikinci mərhələsi) imtinalar intensivliyinin dəyişməsinə nəzərə alan əmsaldır; T – imtinalar intensivliyinin kəskin olaraq artdığı ana uyğun gələn istismar müddətidir; α_3 – istismarın üçüncü mərhələsində (köhnəlmə dövrü) imtinalar intensivliyinin dəyişməsinə nəzərə alan əmsaldır;

İstismarın birinci mərhələsində (uyuşma dövrü) imtinalar intensivliyinin dəyişməsinə nəzərə alan α_1 əmsalını həmin mərhələ daxilindəki hər hansı Δt_1 zaman intervalında (qrafik 3.3.1) aparılan müşahidələr əsasında təyin etmək olar. t_1 anında imtinalar intensivliyinin qiyməti aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\lambda(t_1) = \frac{N_{\Delta t_1}}{N_{t_1} \cdot \Delta t_1}. \quad (3.3.2)$$

Burada N_{t_1} – istismarın t_1 anında imtina etməmiş qurğular sayı; $N_{\Delta t_1}$ – istismarın $[t_1; t_1 + \Delta t_1]$ zaman intervalında baş verən imtinalar sayıdır.

Digər tərəfdən istismarın birinci mərhələsində (3.3.1) ifadəsindəki ikinci və üçüncü hədləri nisbətən kiçik olduqları üçün nəzərə almasaq, yaza bilərik:

$$\lambda(t_1) = \frac{\lambda_0}{1+\alpha_1 \cdot t_1}. \quad (3.3.3)$$

(3.3.2) və (3.3.3) ifadələrini birlikdə həll etməklə α_1 əmsalını təyin etmək üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_0 \cdot N_{t_1} \cdot \Delta t_1 - N_{\Delta t_1}}{N_{\Delta t_1} \cdot t_1}. \quad (3.3.4)$$

İstismarın ikinci mərhələsində (normal istismar dövrü) imtinalar intensivliyinin dəyişməsinə nəzərə alan α_2 əmsalını analoji olaraq həmin mərhələ daxilindəki hər hansı Δt_2 zaman intervalında (qrafik 3.3.1) aparılan müşahidələr əsasında təyin etmək olar. t_2 anında imtinalar intensivliyinin qiyməti aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\lambda(t_2) = \frac{N_{\Delta t_2}}{N_{t_2} \cdot \Delta t_2}. \quad (3.3.5)$$

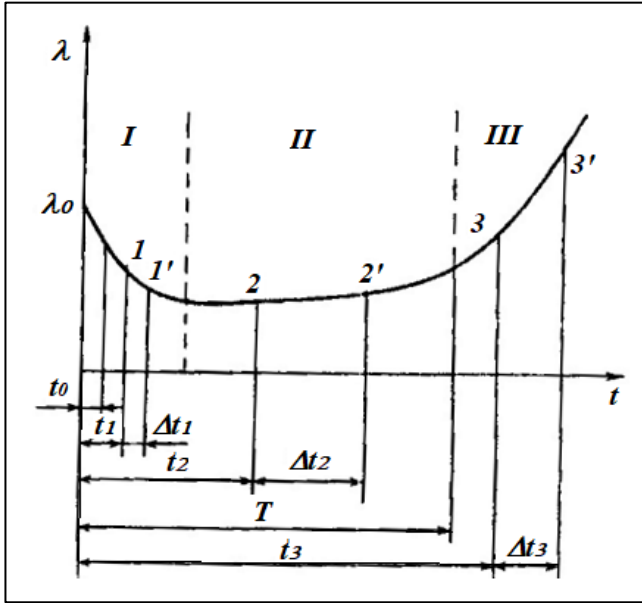
Burada N_{t_2} – istismarın t_2 anında imtina etməmiş qurğular sayı;
 $N_{\Delta t_2}$ – istismarın $[t_2; t_2 + \Delta t_2]$ zaman intervalında baş verən imtinalar sayıdır.

Digər tərəfdən istismarın ikinci mərhələsində (3.3.1) ifadəsindəki üçüncü həddin nisbətən kiçik olduğu üçün nəzərə almasaq, yaza bilərik:

$$\lambda(t_2) = \frac{\lambda_0}{1 + \alpha_1 \cdot t_2} + \alpha_2 \cdot t_2. \quad (3.3.6)$$

(3.3.5) və (3.3.6) ifadələrini birgə həll edərək α_2 əmsalını təyin etmək üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$\alpha_2 = \frac{1}{t_2} \left(\frac{N_{\Delta t_2}}{N_{t_2} \cdot \Delta t_2} - \frac{\lambda_0}{1 + \alpha_1 \cdot t_2} \right). \quad (3.3.7)$$



Qrafik 3.3.1. İmtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsi

İmtinalar intensivliyinin kəskin olaraq artdığı ana uyğun gələn istismar müddətini xarakterizə edən T parametrini $N_{\Delta t}/(N_t \cdot \Delta t)$ nisbətinin qiymətinin kəskin artmasına nəzarət etməklə təyin etmək olar.

İstismarın üçüncü mərhələsində (köhnəlmə dövrü) imtinalar intensivliyinin dəyişməsini nəzərə alan α_3 əmsalını analoji olaraq həmin

mərhələ daxilindəki hər hansı Δt_3 zaman intervalında (qrafik 3.3.1) aparılan müşahidələr əsasında təyin etmək olar. t_3 anında imtinalar intensivliyinin qiyməti aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\lambda(t_3) = \frac{N_{\Delta t_3}}{N_{t_3} \cdot \Delta t_3}. \quad (3.3.8)$$

Burada N_{t_3} – istismarın t_3 anında imtina etməmiş qurğular sayı;
 $N_{\Delta t_3}$ – istismarın $[t_3; t_3 + \Delta t_3]$ zaman intervalında baş verən imtinalar sayıdır.

Digər tərəfdən istismarın üçüncü mərhələsində (3.3.1) ifadəsindəki birinci həddi sonsuz kiçik olduğu üçün nəzərə almasaq, yazı bilərik:

$$\lambda(t_3) = \alpha_2 \cdot t_3 + \alpha_3 \cdot \left(\frac{t_3}{T}\right)^3. \quad (3.3.9)$$

(3.3.8) və (3.3.9) ifadələrini birgə həll edərək α_3 əmsalını təyin etmək üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$\alpha_3 = \left(\frac{T}{t_3}\right)^3 \cdot \left[\frac{N_{\Delta t_3}}{N_{t_3} \cdot \Delta t_3} - \alpha_2 \cdot t_3\right]. \quad (3.3.10)$$

Təklif olunan paylanma əsasında etibarlılığın əsas göstəricilərindən biri olan $R(t)$ – imtinasız işləmə ehtimalını təyin etmək üçün etibarlılığın əsas tənliyindən [41, s. 42] istifadə etməklə aşağıdakı ifadəni yazı bilərik:

$$R(t) = \exp \left[-\frac{\lambda_0}{\alpha_1} \ln(1 + \alpha_1 t) - \alpha_2 \frac{t^2}{2} - \frac{\alpha_3 t}{4} \left(\frac{t}{T}\right)^3 \right]. \quad (3.3.11)$$

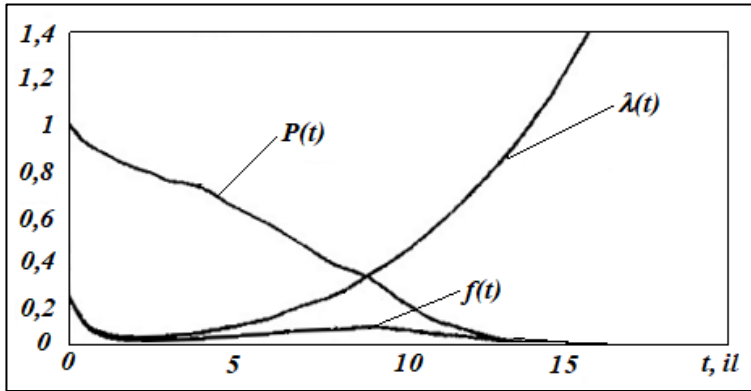
$\lambda(t)$ və $R(t)$ məlum olduqdan sonra etibarlılığın imtinasızlıq üzrə digər göstəricilərini, $f(t)$ – imtinaların paylanma sıxlığını və $F(t)$ – imtinaların baş vermə ehtimalını aşağıdakı ifadələrdən təyin etmək olar:

$$f(t) = \lambda(t) \cdot R(t); \quad F(t) = 1 - R(t). \quad (3.3.12)$$

Qrafik 3.3.2-də (3.3.1) qanunauyğunluğu əsasında parametrlərin $\lambda_0=0,25$ il⁻¹, $\alpha_1=2$ il⁻¹, $\alpha_2=0,01$ il⁻², $\alpha_3=0,3$ il⁻¹ və $T=10$ il qiymətlərində etibarlılığın imtinasızlıq üzrə əsas göstəricilərinin zamana görə dəyişmə qrafikləri təsvir olunmuşdur.

Xüsusi halda, layihələndirmənin xətasız və hazırlanma dəqiqliyinin yüksək olduğu ideal hal üçün $\lambda_0=0$ qəbul etməklə (3.3.1) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$\lambda(t) = \alpha_2 \cdot t + \alpha_3 \left(\frac{t}{T}\right)^3. \quad (3.3.13)$$

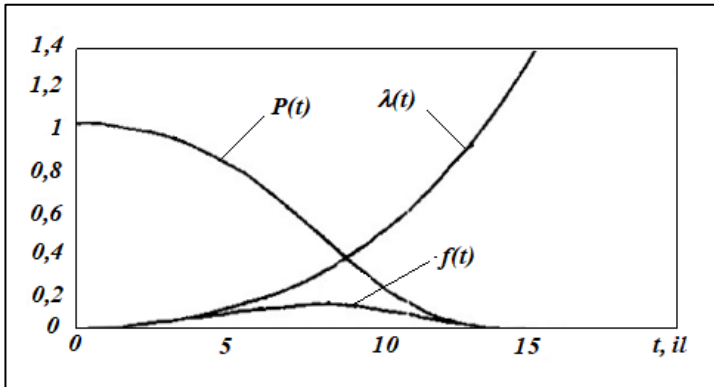


Qrafik 3.3.2. Etibarlığın əsas göstəricilərinin zamana görə dəyişmə qrafikləri

Bu halda imtinassız işləmə ehtimalı üçün yazı bilərik:

$$R(t) = \exp \left[-\alpha_2 \frac{t^2}{2} - \frac{\alpha_3 \cdot t}{4} \left(\frac{t}{T} \right)^3 \right]. \quad (3.3.14)$$

Bu hal üçün parametrlərin $\alpha_2=0,01 \text{ il}^{-2}$, $\alpha_3=0,3 \text{ il}^{-1}$ və $T=10 \text{ il}$ qiymətlərində etibarlığın imtinassızlıq üzrə əsas göstəricilərinin zamana görə dəyişməsi qrafik 3.3.3-də təsvir olunmuşdur.



Qrafik 3.3.3. $\lambda_0=0$ olduqda etibarlıq göstəricilərinin qrafikləri

Qrafik 3.3.2 və 3.3.3-də imtinalar intensivliyinin qrafiklərini qrafik 3.3.1-də təsvir olunan qrafiklə müqayisə etdikdə təklif olunan çoxparametrlili (3.3.1) paylanması maşınların, avadanlıqların və eləcə

də onların ötürücü mexanizmlərinin real istismar şəraitini daha yaxşı əks etdirdiyini müşahidə etmək olar. Bu isə təklif olunan paylanmanın praktikada texniki sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində tətbiq olunmasına imkan yaradır. Bunun üçün istismar prosesində müəyyən sayda obyekt üzərində müşahidə və ya sınaqlar aparmaqla (3.3.1) ifadəsinə daxil olan parametrləri təyin etmək və etibarlıq göstəricilərinin zamandan asılılığını müəyyən etmək lazımdır.

İkihadli paylanma funksiyası. Ədədi hesablamalar nəticəsində sübut edilmişdir ki, imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsi qrafik 3.3.4, a-ya uyğun olduqda, imtinaların paylanma sıxlığı qrafik 3.3.4, b-yə uyğun dəyişir [35, s. 5]. Ona görə də imtinaların paylanma sıxlığı üçün iki müxtəlif paylanmanın superpozisiyasından ibarət aşağıdakı ifadədən istifadə etmək olar:

$$f(t) = \frac{\lambda_0 \cdot T}{T + \alpha t} + \frac{\beta}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} \cdot \exp \left[-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2} \right]. \quad (3.3.15)$$

Burada λ_0 – istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiyməti; α – istismarın ilk mərhələsində (uyuşma) imtinalar intensivliyinin dəyişmə xarakterini nəzərə alan əmsal; T – normal istismar dövrünün sonuna uyğun gələn xarakterik uzunömürlülük; σ – orta kvadratik sapma; β – istismarın $t=T$ anında imtinasız işləmə ehtimalının qiymətini nəzərə alan parametrdir və normal paylanmanın payını müəyyən edir.

β parametrini təyin etmək üçün $R_T=R(T)$ kəmiyyətindən, yəni $t=T$ anında imtinasız işləmə ehtimalının qiymətindən istifadə etmək olar. [58, s. 10]-a görə aşağıdakı ifadələri yaza bilərik:

$$R_T = R(T) = \int_T^\infty f(t)dt = \int_T^\infty \frac{\lambda_0 \cdot T}{T + \alpha t} dt + \frac{\beta}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} \int_T^\infty \exp \left[-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2} \right] dt. \quad (3.3.16)$$

Aldığımız ifadədə sonuncu inteqralı [43, s. 110]-a görə aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\int_T^\infty \exp \left[-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2} \right] dt = \frac{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma}{2}. \quad (3.3.17)$$

Beləliklə, (3.3.16) ifadəsinin sağ tərəfinin birinci həddini T -nin böyük qiymətlərində çox kiçik olduğu üçün nəzərdən atsaq və (3.3.17) ifadəsini nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$\beta = 2R_T. \quad (3.3.18)$$

İmtinaların paylanma sıxlığı üçün [44, s. 87]-ə əsasən aşağıdakı ifadəni yazmaq olar:

$$\int_0^\infty f(t)dt = 1. \quad (3.3.19)$$

(3.3.15) ifadəsini (3.3.19)-da nəzərə alaraq $[0; \infty]$ müddətini iki intervala ayırsaq, yaza bilərik:

$$\int_0^T \frac{\lambda_0 \cdot T}{T + \alpha t} dt + \int_T^\infty \frac{\lambda_0 \cdot T}{T + \alpha t} dt + \frac{\beta}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} \int_0^\infty \exp \left[-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2} \right] dt = 1.$$

Alınmış ifadənin son həddi normal paylanmanın sıxlığının β -ya hasili olduğu üçün (3.3.19)-a görə β -ya bərabərdir. Digər tərəfdən, sonuncu ifadədə ikinci inteqralı çox kiçik olduğu üçün nəzərdən atsaq və müəyyən sadələşdirmələr aparsaq, yaza bilərik:

$$\frac{\lambda_0 \cdot T}{\alpha} \cdot \ln(1 + \alpha) + \beta = 1.$$

Və ya

$$\alpha = \frac{\lambda_0 \cdot T}{1 - \beta} \cdot \ln(1 + \alpha). \quad (3.3.20)$$

(3.3.20) ifadəsini qrafiki üsulla və ya müasir kompyuter proqramlarının köməyi ilə həll etməklə α parametrini təyin etmək olar.

İmtinaların paylanma funksiyasını aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt = \int_0^t \frac{\lambda_0 \cdot T}{T + \alpha t} dt + \frac{\beta}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} \cdot \int_0^t \exp \left[-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2} \right] dt.$$

Sonuncu düsturda ilk inteqralı açaraq həll etsək və sonuncu həddi isə Laplas funksiyası ilə ifadə etsək, yaza bilərik:

$$F(t) = \frac{\lambda_0 \cdot T}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{\alpha t}{T} \right) + \beta \cdot \Phi \left(\frac{t-T}{\sigma} \right). \quad (3.3.21)$$

Burada $\Phi(x)$ – Laplas funksiyasıdır və bu funksiyanın qiyməti [165, s. 657]-ə əsasən təyin edilə bilər.

Beləliklə, təqdim olunan paylanma əsasında imtinasız işləmə ehtimalını aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$R(t) = 1 - F(t) = 1 - \frac{\lambda_0 \cdot T}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{\alpha t}{T} \right) - \beta \cdot \Phi \left(\frac{t-T}{\sigma} \right). \quad (3.3.22)$$

Bundan sonra imtinalar intensivliyinin qiymətini (3.3.12) ifadəsinə əsasən tapmaq olar.

Təqdim olunan paylanmanın parametrlərini təcrübi yolla, sınaqlardan alınan nəticələr əsasında və ya ədəbiyyatlarda olan mövcud statistik məlumatlar əsasında müəyyən etmək olar. λ_0 parametrinin qiymətini (3.2.2), β -nın qiymətini isə (3.3.18) ifadələrindən istifadə etməklə tapmaq olar. T parametrini imtinalar intensivliyinin kəskin artdığı zaman müddətinə bərabər götürmək olar. Proqnozlaşdırma məqsədi ilə aparılan təxmini hesablamalarda bu zaman müddətini texniki sistemin əsas elementlərinin layihələndirilmə zamanı təyin edilmiş resursuna bərabər

qəbul etmək də olar. (3.3.18) ifadəsindəki R_T parametri statistik məlumatlar əsasında aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$R_T = R(T) = \frac{N_T}{N_0}. \quad (3.3.23)$$

Burada N_T – istismarın $t=T$ anında saz vəziyyətdə olan obyektlərin sayıdır.

Qrafik (3.3.4)-də parametrlərin müxtəlif qiymətlərində təqdim olunan paylanma əsasında etibarlıq göstəricilərinin dəyişmə qrafikləri əks olunmuşdur.

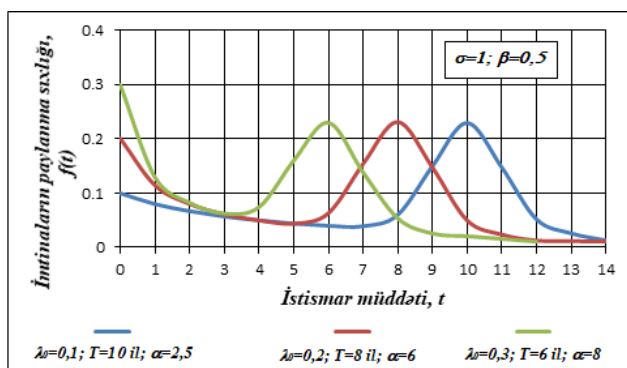
Qrafik 3.3.4, a-dan göründüyü kimi λ_0 parametrinin kifayət qədər böyük qiymətlərində təqdim olunan paylanma cədvəl 3.3.1-də A halına uyğun gəlir. Bu parametrin nisbətən kiçik qiymətlərində həmin cədvəldəki B halını təsvir etmək mümkündür. $\lambda_0=0$ olduqda $\beta=1$ alınır və təqdim olunan paylanma sırf normal paylanmaya çevrilir.

Ekspensial və normal paylanmanın superpozisiyası. Cədvəl 3.3.1-dəki B halını təsvir etmək üçün [4, s. 11] və [9, s. 65]-də ekspensial və normal paylanmanın superpozisiyasından ibarət statistik model təklif olunmuşdur.

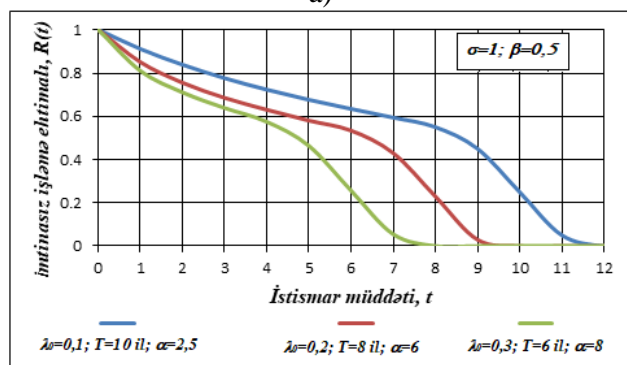
Ədədi eksperiment əsasında müəyyən edilmişdir ki, imtinalar intensivliyi cədvəl 3.3.1-dəki B modelinə uyğun dəyişdikdə, imtinaların paylanma sıxlığı qrafik 3.3.5-də təsvir olunan əyri üzrə dəyişir. Qrafikdən göründüyü kimi istismarın birinci (uyuşma) və ikinci (normal istismar) dövründə imtinaların paylanma sıxlığı ekspensial qanunda olduğu kimi tədricən kiçilir, üçüncü dövründə isə normal paylanma qanununda olduğu kimi simmetrik əyri şəklində olur. Buna görə də belə bir statistik modelin riyazi olaraq ifadə olunması üçün ekspensial və normal paylanma qanunlarının superpozisiyasından istifadə mümkündür. Bu məqsədlə imtinaların paylanma sıxlığı üçün aşağıdakı ifadədən istifadə etmək olar:

$$f(t) = \frac{k}{T} e^{-\frac{t}{T}} + \frac{1-k}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma} e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}}, \quad (3.3.24)$$

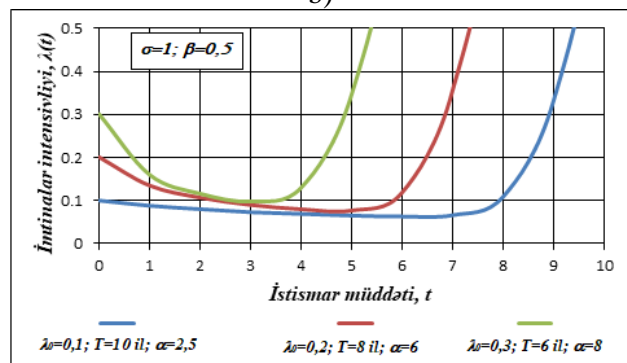
burada düsturun birinci həddi imtinalar intensivliyi $\lambda_0=1/T$ -yə bərabər olan ekspensial paylanma, ikinci həddi isə riyazi gözləməsi T , orta kvadratik sapması σ olan normal paylanma ilə eynidir. k əmsalı ($0 \leq k \leq 1$) bu iki klassik paylanmanın statistik modeldəki rolunu əks etdirir. (3.3.24) düsturunda $k=0$ olduqda xalis normal paylanma, $k=1$ olduqda isə xalis ekspensial paylanmaya çevrilir.



a)



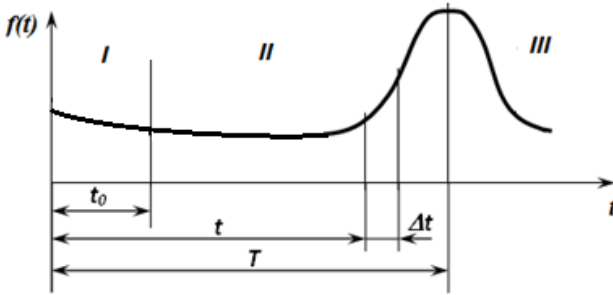
b)



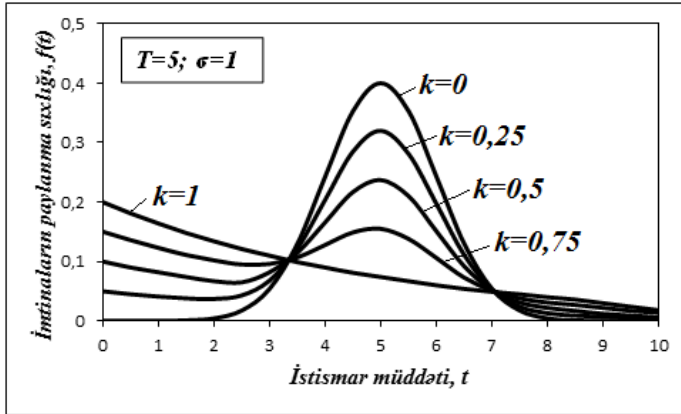
c)

Qrafik 3.3.4. İkihəddli paylanmada parametrlərin müxtəlif qiymətlərində imtinaların paylanma sıxlığının (a), imtinasız işləmə ehtimalının (b) və imtinalar intensivliyinin (c) zamandan asılılığı

Qrafik 3.3.6-da k -nın müxtəlif qiymətləri üçün imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılıqları əks edilmişdir.



Qrafik 3.3.5. İmtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı



Qrafik 3.3 6. k əmsalının müxtəlif qiymətlərində imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı

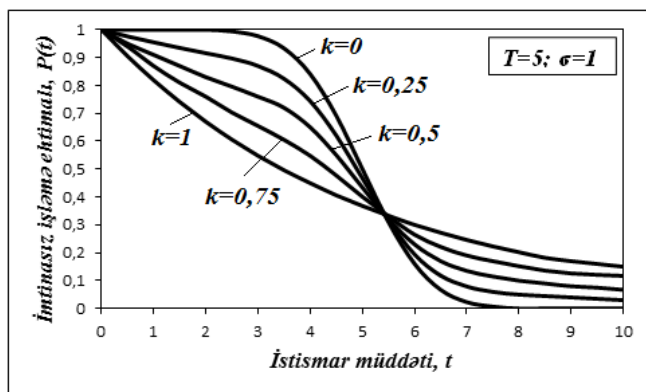
Təklif olunan statistik model əsasında imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı şəkildə təyin edilə bilər:

$$R(t) = \int_t^{\infty} f(t)dt = ke^{-\frac{t}{T}} + (1 - k) \left[\frac{1}{2} - \Phi \left(\frac{t-T}{\sigma} \right) \right], \quad (3.3.25)$$

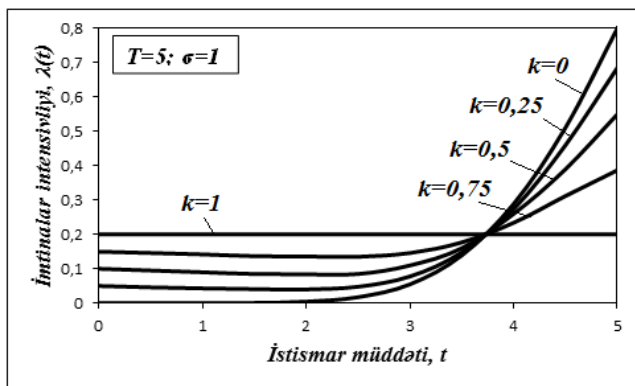
burada $\Phi(x)$ - Laplas funksiyasıdır.

İmtinalar intensivliyi isə (3.3.12) ifadəsinə əsasən təyin oluna bilər. Qrafik 3.3.7 və 3.3.8-də etibarlılığın digər göstəricilərinin – imtinasız işləmə ehtimalının və imtinalar intensivliyinin təklif olunan paylanma əsasında k -nın müxtəlif qiymətləri üçün zamandan asılılıq ayrılırları

verilmişdir. Qrafiklərdən görüldüyü kimi, istismarın ilk mərhələsində imtinalar intensivliyi əsasən sabit qiymət alır. İstismarın son mərhələsində isə imtinalar intensivliyinin qiyməti artır. Yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi, bu hala təcrübədə ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində tez-tez rast gəlinir.



Qrafik 3.3.7. İmtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı



Qrafik 3.3.8. İmtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı

Təklif olunan statistik modeli xarakterizə edən əsas parametrlərin – riyazi gözləmənin, dispersiyanın və orta kvadratik sapmanın təyini məsələsini nəzərdən keçirək. [176, s. 44]-ə əsasən paylanmanın riyazi gözləməsini aşağıdakı ifadə ilə təyin edə bilərik:

$$m_t = \int_{-\infty}^{\infty} t \cdot f(t) dt \quad (3.3.26)$$

İstismar müddətini $(0, \infty)$ intervalı kimi qəbul etməklə (3.3.24) ifadəsini (3.3.26)-da nəzərə almaqla inteqralı həll edərək, riyazi gözləmənin $m_t = T$ –yə bərabər olduğunu alırıq. Paylanmanın dispersiyasını isə [176, s. 45]-ə əsasən aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$D_t = \int_{-\infty}^{\infty} (t - T)^2 \cdot f(t) dt = k \cdot T^2 + (1 - k)\sigma^2$$

Onda orta kvadratik sapmanın ifadəsi aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$\sigma_t = \sqrt{D_t} = \sqrt{k \cdot T^2 + (1 - k)\sigma^2}$$

Sonuncu ifadədən görünür ki, təklif olunan riyazi paylanmanın orta kvadratik sapması ancaq σ -dan deyil, k və T parametrlərindən də asılı olur.

Təklif olunan statistik model üç parametr ilə xarakterizə edilir. Qeyd olunan kimi T parametri paylanmanın riyazi gözləməsini əks etdirir. İstismar prosesindən əldə olunan statistik məlumatlar əsasında riyazi gözləməni [80, s. 18]-ə əsasən təqribi olaraq aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$T = m_t \approx \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i,$$

burada N – sınaqdan keçirilən və ya müşahidə olunan qurğuların sayı; t_i – i -ci qurğunun imtinaya qədər olan istismar müddətidir.

k əmsalının təyin olunması üçün istismarın ilk mərhələsində əldə edilən statistik məlumatlardan istifadə etmək mümkündür. (3.3.24) düsturuna əsasən $t=0$ olduqda

$$f(0) \approx \frac{k}{T} = \lambda_0.$$

Buradan $k \approx \lambda_0 \cdot T$ alırıq. Burada λ_0 – istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiymətidir və (3.2.2) ifadəsinə görə təyin olunur.

k əmsalının qiymətindən asılı olaraq T parametri imtinasız işləmə ehtimalının hər hansı bir qiymətini xarakterizə edir. Cədvəl 3.3.2-də k -nin müxtəlif qiymətlərində $R(T)$ -nin (3.3.25) düsturu ilə təyin olunmuş qiymətləri əks edilmişdir.

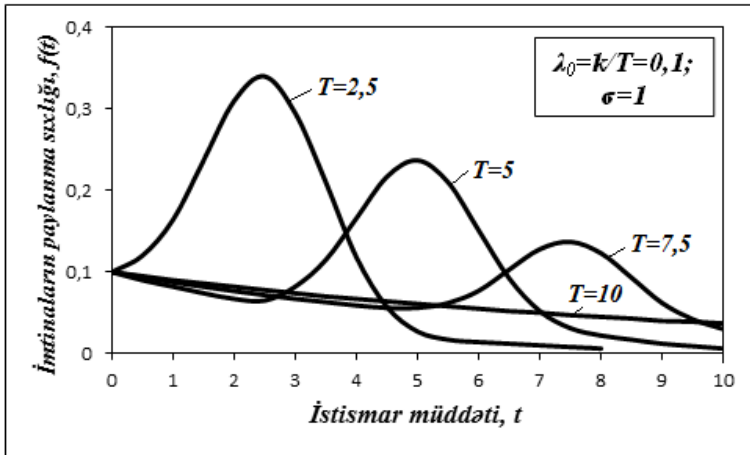
Statistik modelin σ parametri, normal paylanmadakı kimi orta kvadratik sapmanı xarakterizə edir. Lakin təklif edilən statistik modeldə bu parametr həlledici rola malik deyil. Ona görə ki, qeyd olunan kimi,

paylanmanın orta kvadratik sapması T və k parametrlərindən də asılıdır. Buna görə də praktiki hesablamalarda $\sigma=1$ qəbul etməklə etibarlığın əsas göstəricilərini T və λ_0 parametrlərinə görə təyin etmək mümkündür.

Cədvəl 3.3.2. k -dan asılı olaraq $R(T)$ -nin qiymətləri

k	0	0,25	0,5	0,75	1,0
$R(T)$	0,5	0,467	0,434	0,4	0,3676

Qrafik 3.3.9-da $\lambda_0=0,1$ və $\sigma=1$ halı üçün T -nin müxtəlif qiymətləri üçün imtinaların paylanma sıxlığının istismar müddətindən asılılıq əyrləri əks edilmişdir.

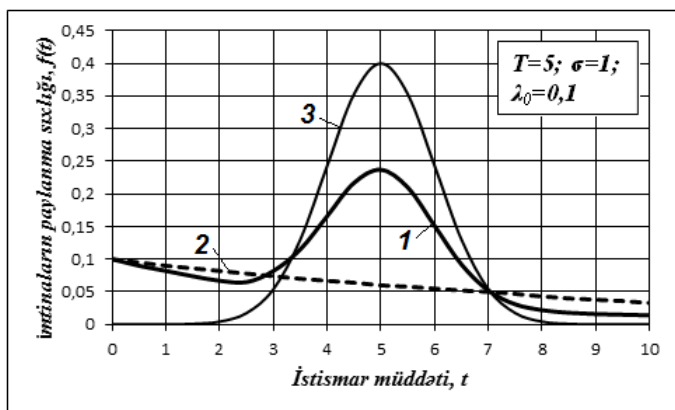


Qrafik 3.3.9. T parametrlinin müxtəlif qiymətlərində imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı

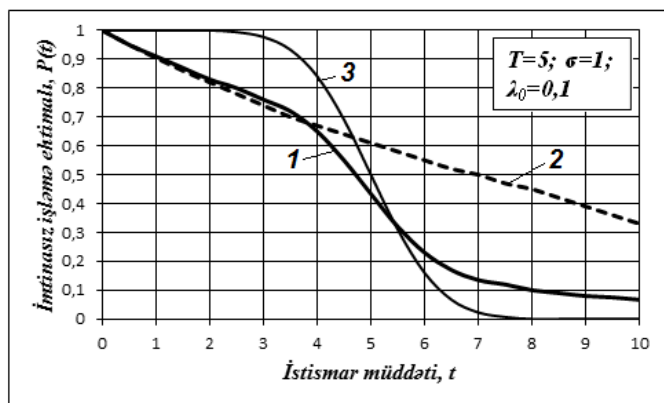
Təqdim olunan statistik modelin eksponensial və normal paylanma qanunları ilə müqayisəli analizi aparılmış və alınan nəticələr əsasında qrafik 3.3.10 və 3.3.11-də təsvir olunan əyrilər alınmışdır. Qrafiklərdən görüldüyü kimi istismarın ilk fazalarında etibarlıq göstəriciləri eksponensial paylanmaya, son fazasında isə normal paylanmaya daha yaxın olur.

Təklif edilən statistik model eksponensial paylanmadan fərqli olaraq köhnəlmə dövründə imtinaların paylanma sıxlığının yüksəlməsini nəzərə

alır, normal paylanmadan fərqli olaraq isə uyuşma və normal istismar mərhələsində meydana çıxan imtinaları nəzərə alır. Buna görə də praktikada ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində bu paylanma daha dəqiq nəticələr alınmasına imkan verə bilər. Bundan başqa təklif olunan paylanma digər texniki qurğuların etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində tətbiq edilə bilər.



Qrafik 3.3.10. İmtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı:
1-təqdim olunan statistik modelə görə; 2 – eksponensial paylanmaya görə; 3 – normal paylanmaya görə



Qrafik 3.3.11. İmtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı:
1-təqdim olunan statistik modelə görə; 2 – eksponensial paylanmaya görə; 3 – normal paylanmaya görə

3.4. Qəfləti imtinalar zamanı ötürücü mexanizmlərin imtinalarının statistik modelləri

Bəzi hallarda texniki sistemin və onun ayrı-ayrı elementlərinin əksər imtinaları qəfləti xarakter daşıyır. Bunlara imtinaları əvvəlcədən proqnozlaşdırıla bilməyən detal və düyünlərin, məsələn kipləşdiricilərin, elektromaqnitlərin, elektrik mühərriklərinin sarğılarının sıradan çıxmasını aid etmək olar. Cədvəl 3.3.1-də bu cür imtinaların paylanma modelləri D, E və F hallarına uyğundur. E modelində imtinalar intensivliyinin qiyməti bütün istismar müddəti ərzində təxminən sabit qalır. Bu hal eksponensial paylanma qanunu ilə asanlıqla təsvir oluna bilər.

D və F modellərinin (cədvəl 3.3.1) riyazi olaraq təsvir edilməsi üçün [184, s. 259]-da imtinalar intensivliyi üçün aşağıdakı üçparametrlili paylanma təklif olunmuşdur:

$$\lambda(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta t}]. \quad (3.4.1)$$

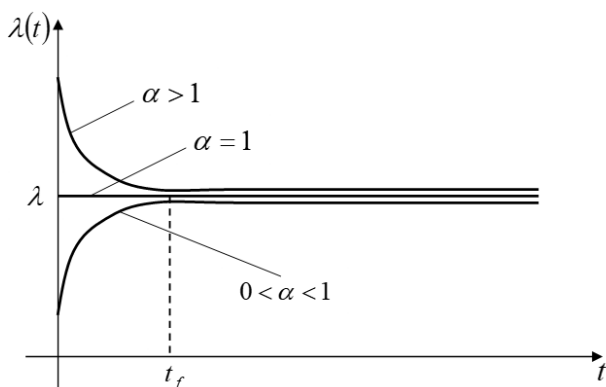
Burada λ – normal istismar dövründə imtinalar intensivliyinin qiyməti; α – paylanmanın forma parametridir və istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiymətini (λ_0) nəzərə alır, yəni $\alpha = \lambda_0/\lambda$; β – istismarın birinci dövrünün (uyuşma dövrü) uzunluğunu (qrafik 3.4.1-də t_f) nəzərə alan əmsaldır.

Qrafik 3.4.1-dən göründüyü kimi $\alpha=1$ olduqda eksponensial paylanma alınır. $0 < \alpha < 1$ olduqda D modeli (cədvəl 3.3.1), $\alpha > 1$ olduqda isə F modeli alınır.

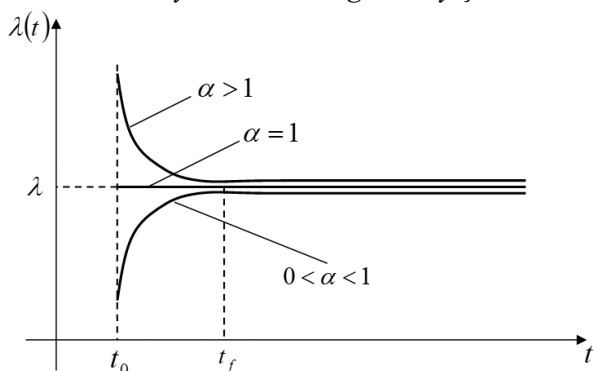
İlk imtinaya qədər olan orta zaman müddəti t_0 kifayət qədər böyük olduqda (qrafik 3.4.2) aşağıdakı dördparametrlili analoji paylanmadan da istifadə etmək mümkündür:

$$\lambda(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta(t-t_0)}]. \quad (3.4.2)$$

Etibarlığın əsas tənzimliyindən və etibarlılıq göstəriciləri arasındakı mövcud asılılıqlardan istifadə edərək imtinasız işləmə ehtimalının, imtinalar funksiyasının və imtinaların paylanma sıxlıqlarının təklif olunan paylanmaya əsasən ifadələrini almaq olar. Üçparametrlili və dördparametrlili paylanma üçün bu ifadələr cədvəl 3.4.1-də əks olunmuşdur.



Qrafik 3.4.1. Üçparametrlı paylanmaya görə imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsi



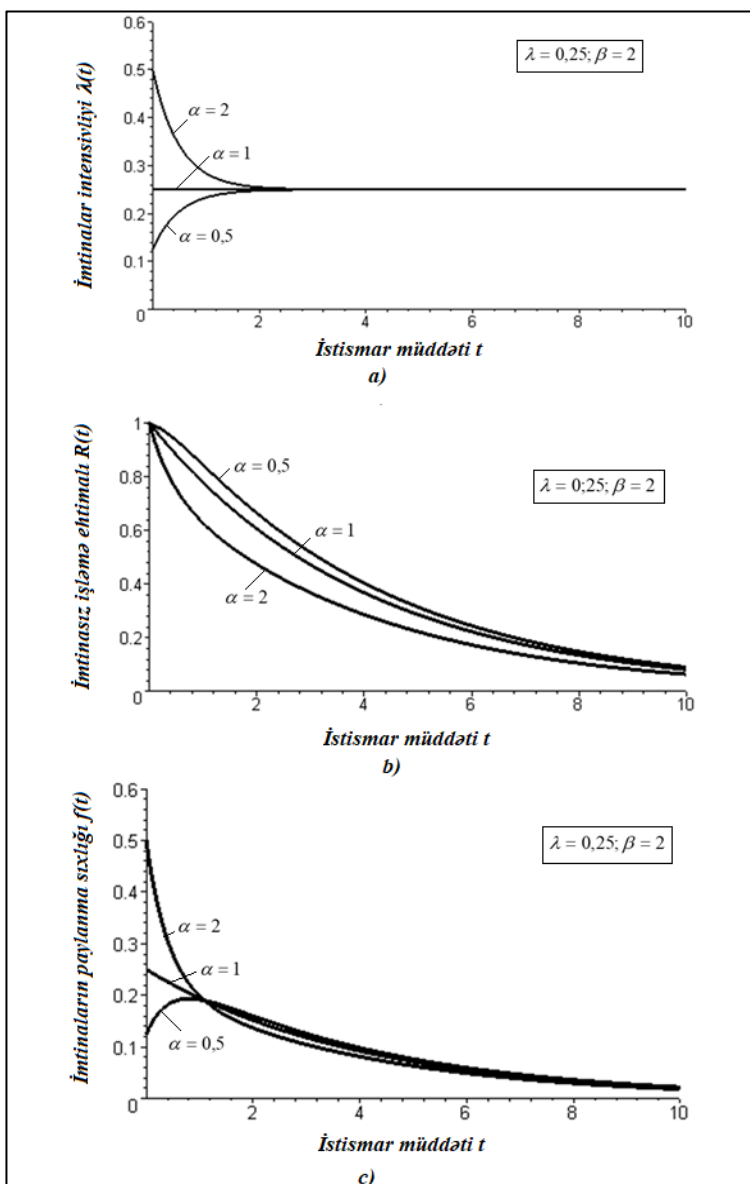
Qrafik 3.4.2. Dördparametrlı paylanmaya görə imtinalar intensivliyinin zamana görə dəyişməsi

Qrafik 3.4.3-də α parametrinin müxtəlif qiymətlərində təklif olunan paylanmaya görə etibarlıq göstəricilərinin zamana görə dəyişmə qrafikləri əks olunmuşdur. Qrafik 3.4.3, c-dəki qrafiklərdən göründüyü kimi α -nın qiymətindən asılı olaraq imtinaların paylanma sıxlığının zamana görə dəyişmə xarakteri fərqli olur. $\alpha \geq 1$ olduqda imtinaların paylanma sıxlığı eksponensial paylanmada olduğu kimi bütün istismar müddəti boyunca azalır. $\alpha < 1$ olduqda isə imtinaların paylanma sıxlığı əvvəlcə kiçik qiymətdən maksimuma qədər kəskin artır, sonra isə tədricən azalır.

Cədvəl 3.4.1. Üçparametrlı və dördparametrlı paylanmada etibarlıq göstəricilərinin ifadələri

Üçparametrlı paylanma	İmtinalar intensivliyi	$\lambda(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta t}]$
	İmtinasız işləmə ehtimalı	$R(t) = \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta t} - 1) - \lambda t \right]$
	İmtinalar funksiyası	$F(t) = 1 - \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta t} - 1) - \lambda t \right]$
	İmtinaların paylanma sıxlığı	$f(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta t}] \cdot \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta t} - 1) - \lambda t \right]$
Dördparametrlı paylanma	İmtinalar intensivliyi	$\lambda(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta(t-t_0)}]$
	İmtinasız işləmə ehtimalı	$R(t) = \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta(t-t_0)} - 1) - \lambda(t - t_0) \right]$
	İmtinalar funksiyası	$F(t) = 1 - \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta(t-t_0)} - 1) - \lambda(t - t_0) \right]$
	İmtinaların paylanma sıxlığı	$f(t) = \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta(t-t_0)}] \cdot \exp \left[\frac{\lambda}{\beta} (\alpha - 1)(e^{-\beta(t-t_0)} - 1) - \lambda(t - t_0) \right]$

Təklif olunan statistik modeli xarakterizə edən digər kəmiyyətlərin – riyazi gözləmənin, dispersiyanın və orta kvadratik sapmanın analitik təyin olunması mümkün deyil. Bu kəmiyyətlər yalnız xüsusi kompüter proqramları vasitəsi ilə rəqəmsal üsullarla təyin oluna bilərlər.

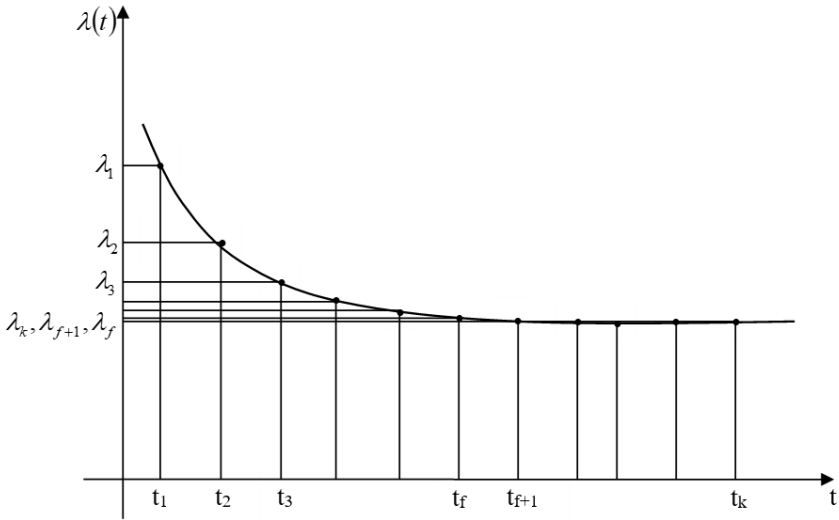


Qrafik 3.4.3. Təqdim olunan paylanmaya görə α parametrinin müxtəlif qiymətlərində imtinalar intensivliyinin (a), imtinasız işləmə ehtimalının (b) və imtinaların paylanma sıxlığının (c) zamandan asılılığı

Təqdim olunan paylanmanın əsas üstünlüklərindən biri odur ki, paylanmanın parametrlərini istismarın ilk dövründə aparılan sınaq və ya müşahidələrin nəticələri əsasında təyin etmək mümkündür. İstismarın ilk dövrünün (uyuşma) uzunluğunu şərti olaraq t_f ilə işarə edək və hesab edək ki, həmin anda $\lambda(t_f) - \lambda(t_{f+1})$ fərqi olduqca kiçik qiymət alır. İstismarın sonrakı dövrlərində imtinalar intensivliyinin qiyməti sabit olarsa, paylanmanın parametrini $\lambda \approx \lambda(t_{f+1})$ qəbul edə bilərik. Beləliklə, paylanmanın forma parametri α -nı təxmini olaraq aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$\alpha = \frac{\lambda_0}{\lambda} \approx \frac{\lambda_0}{\lambda(t_{f+1})}. \quad (3.4.3)$$

Burada λ_0 – istismarın başlanğıcında imtinalar intensivliyinin qiyməti; $\lambda(t_f)$, $\lambda(t_{f+1})$ – uyuşma dövrünün sonlarında ixtiyari t_f və t_{f+1} zaman anlarında imtinalar intensivliyinin qiymətləridir (qrafik 3.4.4).



Qrafik 3.4.4. Paylanma parametrlərinin təyini qrafiki

Paylanmanın β parametrini təyin etmək üçün $t=t_f$ zaman anı üçün (3.4.1) ifadəsini aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$\lambda(t_f) - \lambda = \lambda(\alpha - 1)e^{-\beta \cdot t_f}. \quad (3.4.4)$$

Sonuncu ifadənin hər iki tərəfini loqarifmləsək, alırıq:

$$\ln[\lambda(t_f) - \lambda] = \ln[\lambda(\alpha - 1)] - \beta \cdot t_f. \quad (3.4.5)$$

Buradan

$$\beta = \frac{1}{t_f} \ln \frac{\lambda(\alpha-1)}{\lambda(t_f)-\lambda}. \quad (3.4.6)$$

Fərz edək ki, $\alpha > 1$ olduqda istismarın t_f zaman anında $\lambda(t_f)-\lambda=e^{-4 \cdot \lambda \approx 0,018 \lambda}$ şərti ödənilir. O zaman (3.4.6) ifadəsinə əsasən alırıq:

$$\beta = \frac{1}{t_f} (4 + \ln(\alpha - 1)) \quad (3.4.7)$$

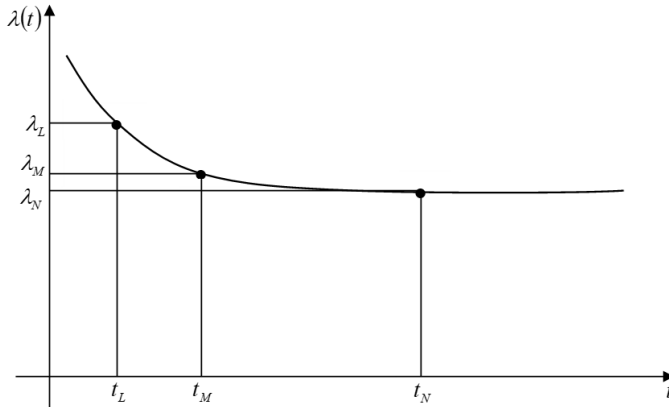
Analoji olaraq $\alpha < 1$ halı üçün də yazı bilərik:

$$\beta = \frac{1}{t_f} (4 + \ln(1 - \alpha)). \quad (3.4.8)$$

Təklif olunan paylanmanın parametrlərini uyuşma dövrünün ixtiyari üç zaman anına (t_L , t_M , t_N) uyğun gələn imtinalar intensivliklərinin qiymətlərinə görə də (3.4.1) ifadəsi əsasında təyin etmək olar (qrafik 3.4.5):

$$\begin{cases} \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta \cdot t_L}] = \lambda_L \\ \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta \cdot t_M}] = \lambda_M \\ \lambda[1 + (\alpha - 1)e^{-\beta \cdot t_N}] = \lambda_N \end{cases}$$

İmtinalar intensivliyinin λ_L , λ_M və λ_N qiymətləri uyuşma dövründə imtinalar haqqında statistic məlumatlar əsasında (2.5.6) ifadəsi əsasında təyin oluna bilərlər.



Qrafik 3.4.5. Paylanma parametrlərinin üç sınaq nəticəsinə görə təyini qrafiki

3.5. Etibarlığın qiymətləndirilməsi üçün universal paylanma funksiyası

Cədvəl 3.3.1-dəki D, E, F modellərindən başqa ekstremal qiymətlər paylanmasını da ifadə etməyə imkan verən daha universal paylanma əldə etmək üçün imtinalar intensivliyini aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$\lambda(t) = \lambda(1 + \alpha \cdot e^{\beta t}). \quad (3.5.1)$$

Burada λ – istismarın başlanğıcında imtinalar intensivliyinin qiymətini nəzərə alır. λ -nın kiçik qiymətlərində istismarın başlanğıc dövründə imtinalar intensivliyi də kiçik olur; α – paylanmanın forma əmsəlidir; β – imtinalar intensivliyinin zamandan asılı olaraq dəyişmə xarakterini göstərir.

Etibarlığın digər göstəricilərinin zamandan asılılığını müəyyən etmək üçün etibarlığın əsas tənliyindən istifadə etmək olar:

$$R(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right] = \exp\left[-\lambda\left(t + \frac{\alpha}{\beta}(e^{\beta t} - 1)\right)\right]. \quad (3.5.2)$$

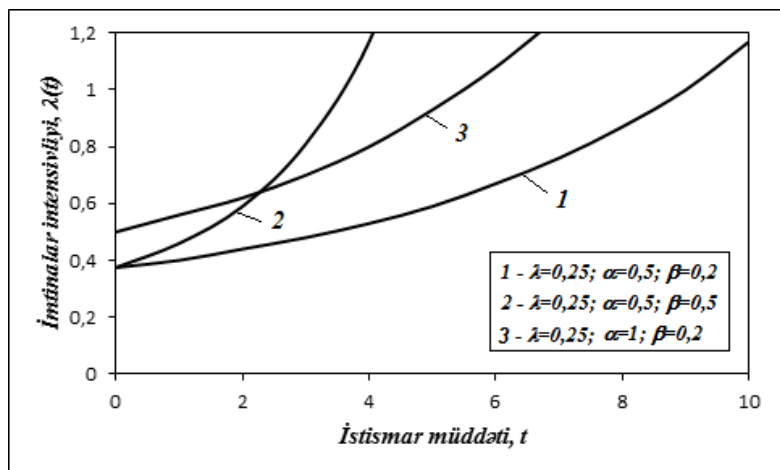
İmtinaların paylanma sıxlığını isə aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$f(t) = \lambda(t) \cdot R(t) = \lambda(1 + \alpha \cdot e^{\beta t}) \cdot \exp\left[-\lambda\left(t + \frac{\alpha}{\beta}(e^{\beta t} - 1)\right)\right]. \quad (3.5.3)$$

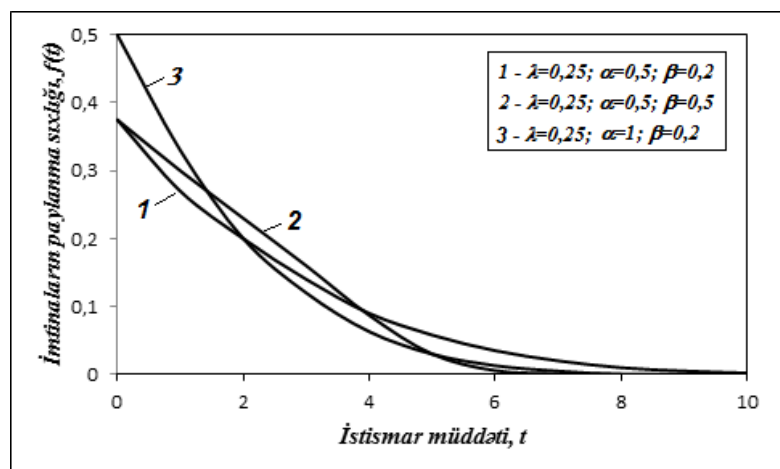
λ , α və β parametrlərinin qiymətləri məlum olduqda istismarın istənilən anında (3.5.1), (3.5.2) və (3.5.3) düsturlarından istifadə etməklə etibarlıq göstəricilərini təyin etmək olar. α və β əmsallarının qiymət və işarəsindən asılı olaraq təqdim olunan statistik model ilə imtinaların müxtəlif paylanma halları təsvir oluna bilər. Ən sadə halda α və ya β parametrlərindən biri sıfıra bərabər olduqda eksponensial paylanma alınır. Digər mümkün halları ayrılıqda nəzərdən keçirək.

1 hal. $\alpha > 0$ və $\beta > 0$ olduqda imtinalar intensivliyi hər hansı bir minimal qiymətdən başlayaraq monoton olaraq artır (qrafik 3.5.1). Bu hala ekstremal qiymətlər paylanmasının xüsusi halı kimi baxmaq olar. İmtinaların bu cür paylanması detallarının əksər hissəsi yeyilmə, yorulma, korroziya və ya köhnəlmə nəticəsində tədricən sıradan çıxan maşınlara, məsələn texnoloji avadanlıqlara xasdır. [86, s. 17]-də eyni tip silindrik dişli çarx reduktorlarının aparılan dişli çarxları üzərində uzunömürlük sınaqlarının nəticələri təqdim olunan hala uyğun olmuşdur. Bu halda imtinaların paylanma sıxlığı bütün istismar müddəti ərzində

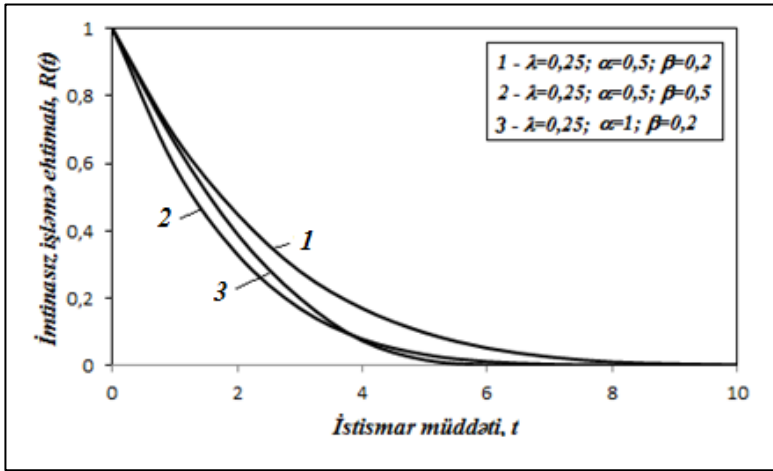
monoton olaraq azalır (qrafik 3.5.2). Qrafik 3.5.3-də isə bu hala uyğun olaraq imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılıq qrafiki verilmişdir.



Qrafik 3.5.1. $\alpha > 0$ və $\beta > 0$ olduqda imtinalar intensivliyinin monoton artması halı

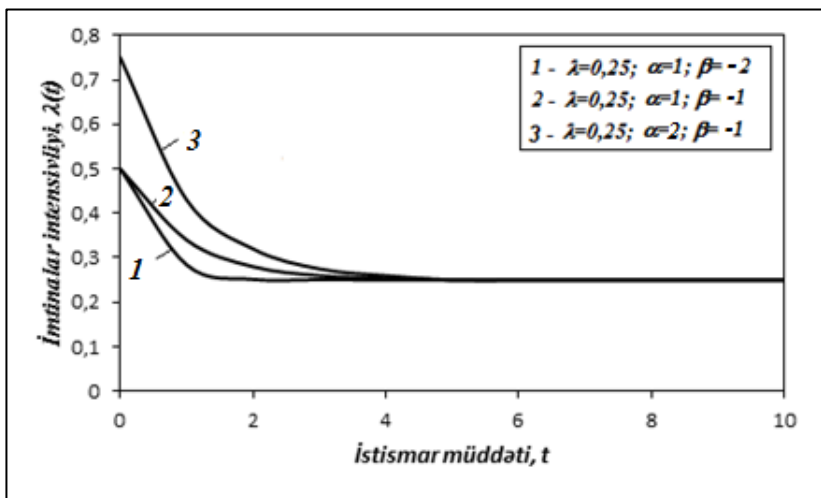


Qrafik 3.5.2. $\alpha > 0$ və $\beta > 0$ olduqda imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılıq

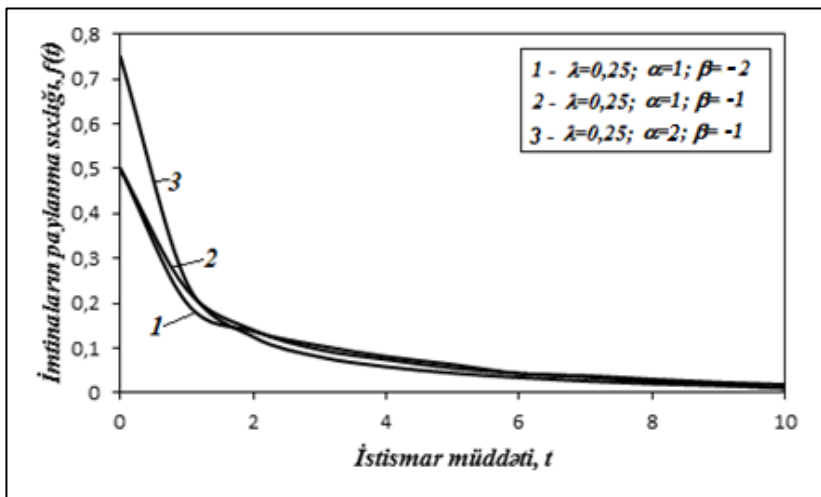


Qrafik 3.5.3. $\alpha > 0$ və $\beta > 0$ olduqda imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

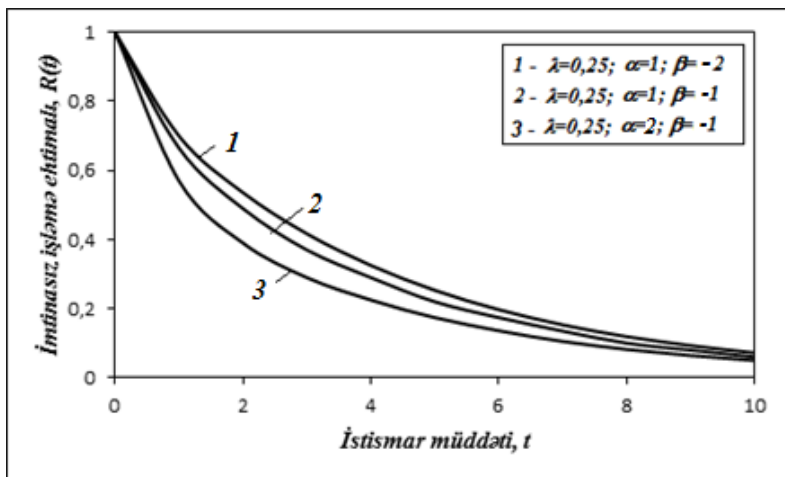
II hal. $\alpha > 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinalar intensivliyi istismarın ilk mərhələsində müəyyən maksimal qiymətdən minimuma qədər azalır, sonra isə bütün istismar müddəti ərzində bu minimal qiymətə uyğun sabit qiymətlər alır (qrafik 3.5.4). İmtinalar intensivliyinin bu cür dəyişməsi layihələndirmədə yol verilən xətalər və istehsalat qüsurları ilə bağlı ola bilər. Bu hal insan-maşın sisteminin etibarlılığının qiymətləndirilməsində də tətbiq oluna bilər. Çünki yeni işə başlayan operator lazımı peşəkarlıq səviyyəsinə çatana qədər xətalara daha çox yol verir. Peşəkarlıq lazımı səviyyəyə çatdıqdan sonra isə imtinalar intensivliyi sabit olur. Bu halda da imtinaların paylanma sıxlığı birinci halda olduğu kimi bütün istismar müddəti ərzində monoton olaraq azalır (qrafik 3.5.5). Qrafik 3.5.6-da isə bu hal üçün imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılıq qrafiki verilmişdir.



Qrafik 3.5.4. $\alpha > 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı



Qrafik 3.5.5. $\alpha > 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı



Qrafik 3.5.6. $\alpha > 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

III hal. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinalar intensivliyi istismarın ilk mərhələsində müəyyən minimal qiymətdən hər hansı bir sabit qiymətə qədər artır, sonra isə bütün istismar müddəti ərzində bu qiymətə uyğun sabit qalır (qrafik 3.5.7). İmtinalar intensivliyinin bu cür dəyişməsi layihələndirmə və istehsal zamanı yüksək dəqiqliyə malik, normal istismar dövründə isə texniki qulluq və təmirlər vasitəsi ilə texniki vəziyyəti stabil saxlanan maşınlarla şamil oluna bilər. İmtinaların paylanma sıxlığı bu halda əvvəlcə maksimum qiymətə qədər artır, sonra isə azalmağa başlayır (qrafik 3.5.8). Qrafik 3.5.9-da isə bu hal üçün imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı təsvir olunmuşdur.

Bir çox hallarda imtinasız işləmə müddəti nəzərə alınacaq dərəcədə böyük olur. Bu zaman müddəti təsadüfi xarakter daşıdığı üçün onu sınaq və ya müşahidələrdən alınan statistik məlumatlar əsasında təyin etmək lazım gəlir. Bu halda (3.5.1) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

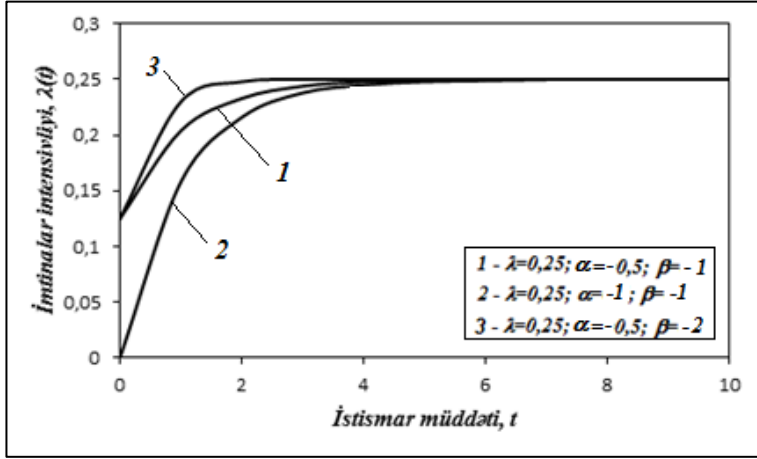
$$\lambda(t) = \lambda(1 + \alpha \cdot e^{\beta(t-t_0)}). \quad (3.5.4)$$

Burada t_0 – ilk imtinaya qədər olan orta zaman müddətidir.

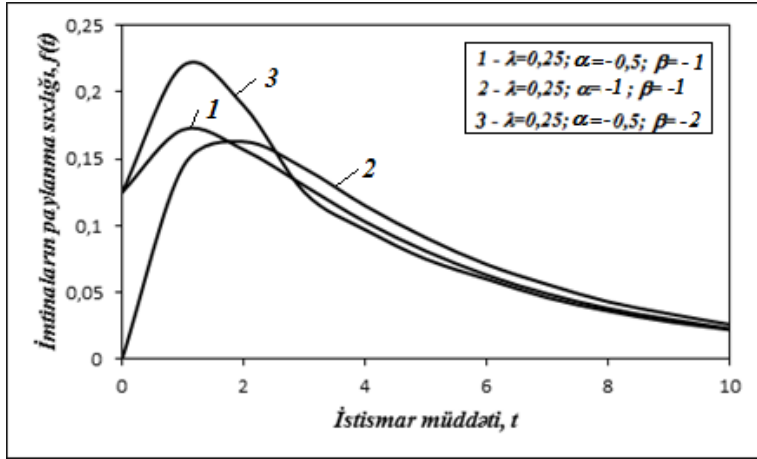
Bu hal üçün imtinasız işləmə ehtimalının və imtinaların paylanma sıxlığının ifadələri (3.5.2) və (3.5.3)-ə uyğun olaraq aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$R(t) = \exp \left[-\lambda \left(t - t_0 + \frac{\alpha}{\beta} (e^{\beta(t-t_0)} - 1) \right) \right], \quad (3.5.5)$$

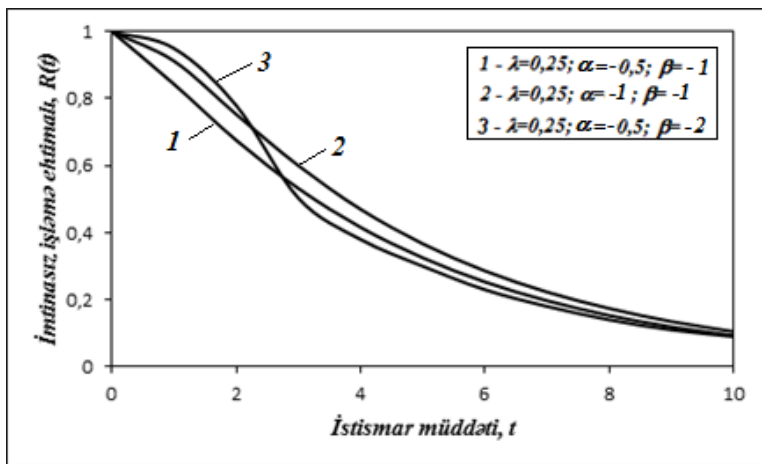
$$f(t) = \lambda (1 + \alpha \cdot e^{\beta(t-t_0)}) \cdot \exp \left[-\lambda \left(t - t_0 + \frac{\alpha}{\beta} (e^{\beta(t-t_0)} - 1) \right) \right]. \quad (3.5.6)$$



Qrafik 3.5.7. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı

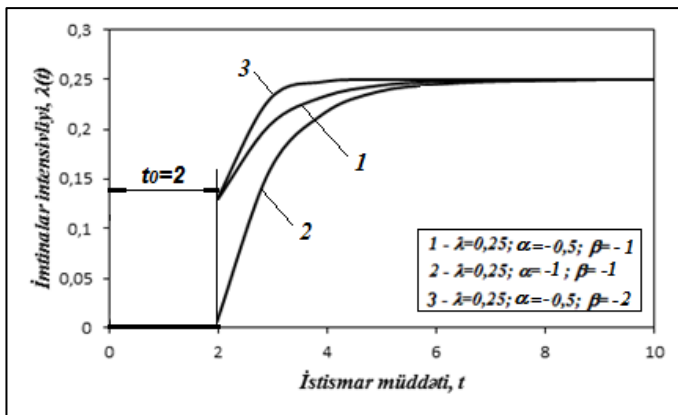


Qrafik 3.5.8. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ olduqda imtinaların paylanma sıxlığının zamandan asılılığı



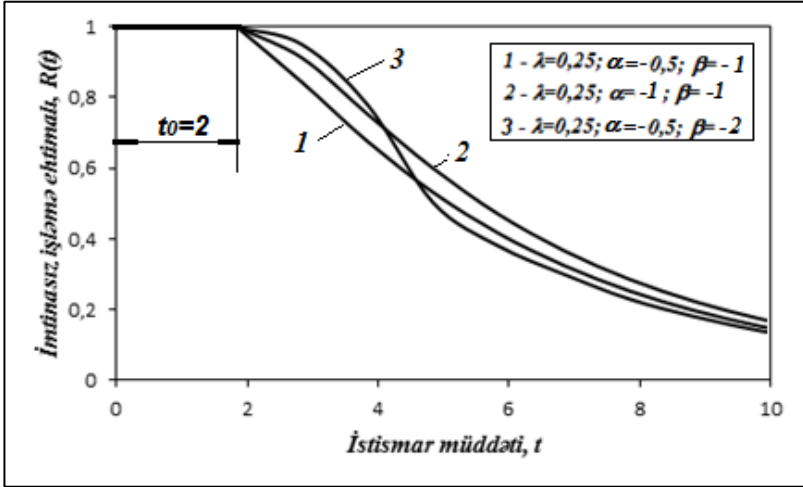
Qrafik 3.5.9. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ olduğda imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

Nəzərə almaq lazımdır ki, (3.5.4-3.5.5) funksiyalarının təyin oblastı (t_0, ∞) intervalında yerləşir, $[0, t_0]$ oblastında isə $\lambda(t)=0$, $R(t)=1$, $F(t)=0$ və $f(t)=0$ qəbul etmək lazımdır. Beləliklə, bu halda etibarlılıq göstəricilərinin zamandan asılılıq qrafiki absis oxu boyunca t_0 ölçüsündə sürüşdürülmüş olur. Qrafik 3.5.10 və 3.5.11-də imtinalar intensivliyinin və imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılıqları əks olunmuşdur.



Qrafik 3.5.10. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ və $t_0=2$ olduğda imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığı

Paylanmanın parametrlərinin təyini imtinalar haqqında istismar və ya sınaqlardan alınmış nəticələr əsasında riyazi statistikanın metodlarını tətbiq etməklə həyata keçirilə bilər. Bunun üçün əvvəlcə histqramlar əsasında imtinaların tezliyinin yuxarıda göstərilmiş hallardan hansına daha uyğun gəldiyini müəyyən etmək vacibdir. Çünki parametrlərin qiyməti paylanmanın xarakterinə ciddi təsir göstərir. Ona görə də hər bir hal üçün parametrlərin təyin olunması məsələsinə ayrılıqda baxaq.



Qrafik 3.5.11. $\alpha < 0$ və $\beta < 0$ və $t_0=2$ olduqda imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

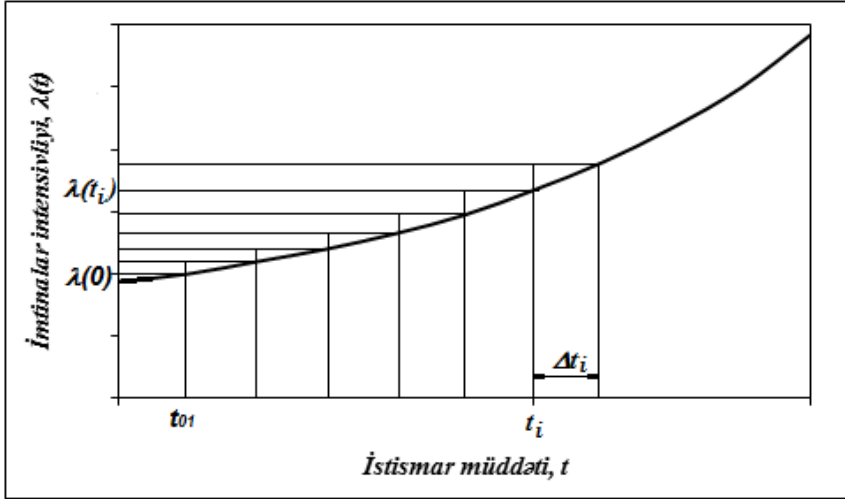
Əvvəlcə I halı nəzərdən keçirək. Qrafik 3.5.1-dən görüldüyü kimi $\alpha > 0$ və $\beta > 0$ olduqda paylanmanın xarakteri yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi ekstremal qiymətlər paylanmasına uyğun olur. Bu halda α parametri paylanmanın formasına ciddi təsir göstərmir, yəni $\alpha=1$ qəbul edərək λ və β parametrlərinin qiymətlərini düzgün seçməklə istənilən paylanma funksiyasını almaq mümkündür. Bu halda (3.5.1) paylanması aşağıdakı ikiparametrlili sadə şəkllə düşür:

$$\lambda(t) = \lambda(1 + e^{\beta t}). \quad (3.5.7)$$

Sonuncu ifadədən görüldüyü kimi, bu halda λ parametri istismarın ilk dövründə imtinalar intensivliyinin qiymətindən asılı olacaqdır. Yəni $t=0$ olduqda (3.5.7) ifadəsinə görə $\lambda(0)=2\lambda$ alınır. İstismardan alınan statistik

məlumatlar əsasında istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyinin qiyməti məlum olarsa, baxdığımız hal üçün λ əmsalı aşağıdakı ifadə ilə təyin edilə bilər:

$$\lambda = \frac{\lambda(0)}{2}. \quad (3.5.8)$$



Qrafik 3.5.12. I hal üçün paylanma parametrlərinin təyini

β əmsalını təyin etmək üçün normal istismar dövründə hər hansı bir t_i zaman anında (qrafik 3.5.12) imtinalar intensivliyinin $\lambda(t_i)$ statistik qiymətini müəyyən edərək (3.5.7)-də nəzərə almaq olar. Yəni statistik qiymətlər əsasında yaza bilərik:

$$\lambda(t_i) = \frac{\Delta N_{ti}}{N_{ti} \cdot \Delta t_i}. \quad (3.5.9)$$

Burada N_{ti} – istismarın t_i anında saz halda olan qurğular sayı; ΔN_{ti} – qısa Δt_i zaman intervalında sıradan çıxan qurğular sayıdır.

Beləliklə (3.5.7) ifadəsini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\lambda(t_i) - \lambda = \lambda e^{\beta t_i}. \quad (3.5.10)$$

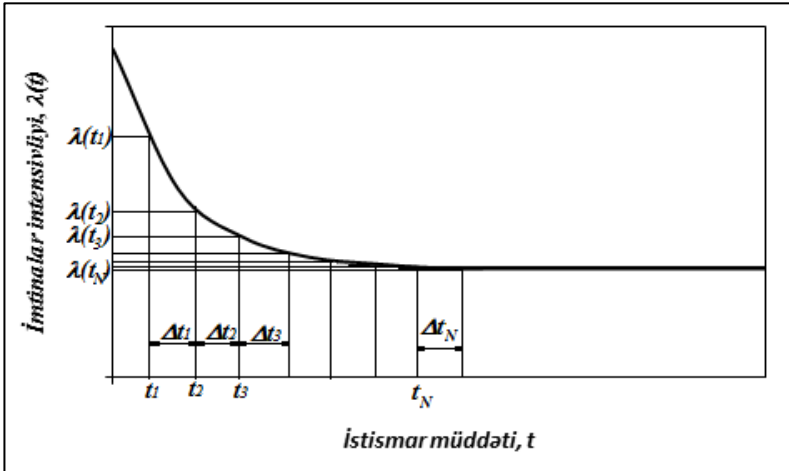
Sonuncu ifadənin hər iki tərəfini loqarifmləyərək β -ya görə həll etsək, alırıq:

$$\beta = \frac{1}{t_i} \ln \left[\frac{\lambda(t_i)}{\lambda} - 1 \right]. \quad (3.5.11)$$

β əmsalının daha dəqiq təyin olunması üçün istismarın bir neçə intervalında (3.5.11) ifadəsinə əsasən bu əmsalın qiymətlərini hesablamaq və sonra onların orta qiymətini qəbul etmək olar.

İndi isə II və III hallarda parametrlərin təyin olunması məsələsinə baxaq. Qrafik 3.5.4 və 3.5.7-dən göründüyü kimi hər iki halda, yəni α -nın işarəsindən asılı olmayaraq $\beta < 0$ olduqda imtinalar intensivliyinin qiymətləri normal istismar dövründə sabitə yaxın olur. Ona görə də λ parametrini təyin etmək üçün normal istismar dövründə imtinalar haqqında statistik məlumatlardan istifadə etmək olar. Beləliklə, bu halda λ parametri aşağıdakı şəkildə təyin olunacaqdır (qrafik 3.5.13):

$$\lambda = \lambda(t_N) = \frac{\Delta N_{tN}}{N_{tN} \cdot \Delta t_N}. \quad (3.5.12)$$



Qrafik 3.5.13. II və III hallar üçün paylanma parametrlərinin təyini

II və III hallar üçün paylanmanın digər parametrlərini təyin etmək üçün istismarın ilk dövründə ixtiyari t_1 və t_2 zaman anlarında imtinalar intensivliyinin statistik qiymətlərindən istifadə etmək olar. Bu qiymətlər (2.5.6) ifadəsinə uyğun olaraq aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\lambda(t_1) = \frac{\Delta N_{t1}}{N_{t1} \cdot \Delta t_1}; \quad \lambda(t_2) = \frac{\Delta N_{t2}}{N_{t2} \cdot \Delta t_2}. \quad (3.5.13)$$

Burada N_{t1} , N_{t2} – uyğun olaraq t_1 və t_2 zaman anlarında saz halda olan qurğuların sayı; ΔN_{t1} , ΔN_{t2} – uyğun olaraq Δt_1 və Δt_2 zaman intervallarında sıradan çıxan qurğular sayıdır.

(3.5.13) ifadələrindən alınan nəticələri (3.5.1) tənliyində nəzərə alsaq, aşağıdakı ikidəyişənli tənliklər sistemini yazı bilərik:

$$\begin{aligned}\lambda(t_1) - \lambda &= \lambda\alpha \cdot e^{\beta t_1}; \\ \lambda(t_2) - \lambda &= \lambda\alpha \cdot e^{\beta t_2}.\end{aligned}\quad (3.5.14)$$

Hər iki ifadənin sağ və sol tərəflərini loqarifmləyərək tərəf-tərəfə çixsaq və β -ya görə həll etsək, bu parametri təyin edə bilərik:

$$\beta = \frac{1}{t_1 - t_2} \cdot \ln \frac{\lambda(t_1) - \lambda}{\lambda(t_2) - \lambda}.\quad (3.5.15)$$

Bundan sonra isə α parametrini təyin etmək üçün (3.5.14) ifadəsindən istifadə edə bilərik:

$$\alpha = \frac{\lambda(t_1) - \lambda}{\lambda \cdot e^{\beta t_1}}.\quad (3.5.16)$$

Göründüyü kimi hər üç halda paylanma parametrlərinin təyin olunması üçün istismarın yalnız müəyyən dövrlərində imtinalar haqqında alınan statistik məlumatlar kifayət edir. Bu da təqdim olunan paylanmanın üstünlüklərindən biridir.

Paylanmanın təbiiqi və qiymətləndirilməsi. Aparılmış sınaqlar əsasında [38, s. 89]-də АЗИНМАШ-43П markalı qaldırıcı qurğunun bucurqadının imtinasızlıq göstəriciləri müəyyən olunmuşdur. Cədvəl 3.5.1-də $N=247$ ədəd qurğu üzərində aparılmış həmin sınaqların nəticələri əsasında təyin olunmuş statistik imtina göstəriciləri əks olunmuşdur. İmtinalar intensivliyinin qiymətlərinə əsasən müəyyən etmək olar ki, sınaqların nəticələri I hala uyğundur. Ona görə də (3.5.8) və (3.5.11) ifadələrindən istifadə etməklə bu hal üçün paylanmanın parametrlərini təyin edə bilərik:

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{N_{01}}{2N \cdot t_{01}} = \frac{14}{2 \cdot 247 \cdot 200} = 0,00014; \\ \beta &= \frac{1}{N_s} \sum_{i=1}^{N_s} \frac{1}{t_i} \ln \left[\frac{\lambda(t_i)}{\lambda} - 1 \right] = 0,003.\end{aligned}$$

Burada λ -nın təyin olunmasında birinci zaman intervalının cədvəl qiymətləri, β -nın təyin olunmasında isə bütün zaman intervallarının ($K=7$) cədvəl qiymətləri əsas götürülmüşdür; t_i hər bir zaman intervalının orta qiymətidir.

Qrafik 3.5.14-də АЗИНМАШ-43П qaldırıcı qurğusunun bucurqadının imtinalar intensivliyinin sınaq nəticələrinə uyğun

histoqramı və bu kəmiyyətin təklif olunan paylanmaya əsasən dəyişmə əyrisi əks olunmuşdur.

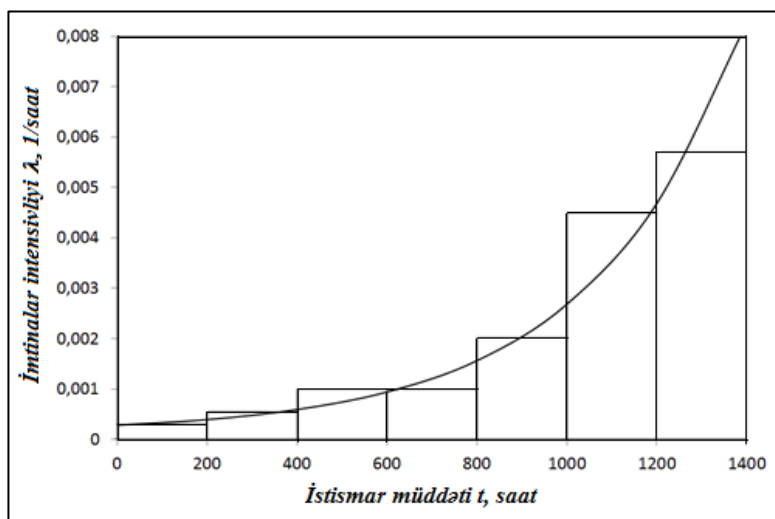
Təklif olunan paylanmanın sınaq nəticələrinə uyğunluq dərəcəsini qiymətləndirmək üçün χ^2 – Pirson meyarından istifadə edək. [43, s. 74]-ə əsasən cədvəl 3.5.2-də verilmiş hesablama nəticələrini də nəzərə almaqla yaza bilərik:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^7 \frac{(n_i - nP_i)^2}{nP_i} = 6,91.$$

Təqdim olunan paylanma üçün sərbəstlik dərəcəsinin qiymətini $m=K-1=7-1=6$ qəbul etməklə [43, s. 462]-də verilən cədvələ əsasən xəta ehtimalının $\alpha=0,3$ qiyməti üçün $\chi_\alpha^2 = 7,2$ alırıq. $\chi^2 < \chi_\alpha^2$ şərti ödəndiyi üçün təklif olunan paylanma sınaqdan keçirilmiş qurğuların etibarlılığının qiymətləndirilməsində tətbiq olunmasına imkan verir.

Cədvəl 3.5.1. АЗННМАШ-43П qaldırıcı qurğusunun bucurqadının imtina göstəriciləri

İnterval №-si	Zaman intervalı, saat	İmtinalar sayı, n_i	İmtina etməyən bucurqadların sayı, N_i	Faktiki imtinalar tezliyi $p_i=n_i/N$	Faktiki imtinasız işləmə ehtimalı $R_i=N_i/N$	Faktiki imtinalar intensivliyi $\lambda_i = \frac{n_i}{N_i \cdot \Delta t}$
1	0 – 200	14	240	0,057	0,97	0,00029
2	200-400	24	221	0,097	0,89	0,00054
3	400-600	38	190	0,154	0,77	0,001
4	600-800	33	154	0,134	0,62	0,001
5	800-1000	46	115	0,186	0,47	0,002
6	1000-1200	57	63	0,231	0,26	0,0045
7	>1200	25	22	0,101	0,09	0,0057
Cəmi		247				



Qrafik 3.5.14. *AzİHMAM-43П qaldırıcı qurğusunun bucurqadının imtinalar intensivliyinin zamandan asılılıq histqramı və təklif olunan paylanmaya uyğun dəyişmə əyrisi*

Cədvəl 3.5.2. *Təklif olunan paylanmanın sınaq nəticələrinə uyğunluq dərəcəsi*

№	Zaman müddəti, t	Nəzəri imtinasız işləmə ehtimalı, $R(t)$	Nəzəri imtinalar tezliyi $p_i=R(t_{i-1})-R(t_i)$	İmtinalar sayı, n_i	$(n_i - n \cdot p_i)$
					$n \cdot p_i$
1	0	1,0			
2	200	0,936	0,064	14	0,22
3	400	0,848	0,087	24	0,27
4	600	0,726	0,121	38	2,12
5	800	0,560	0,166	33	1,55
6	1000	0,357	0,203	46	0,35
7	1200	0,161	0,196	57	1,48
8	1400	0,038	0,123	25	0,92
Cəmi				n=247	6,91

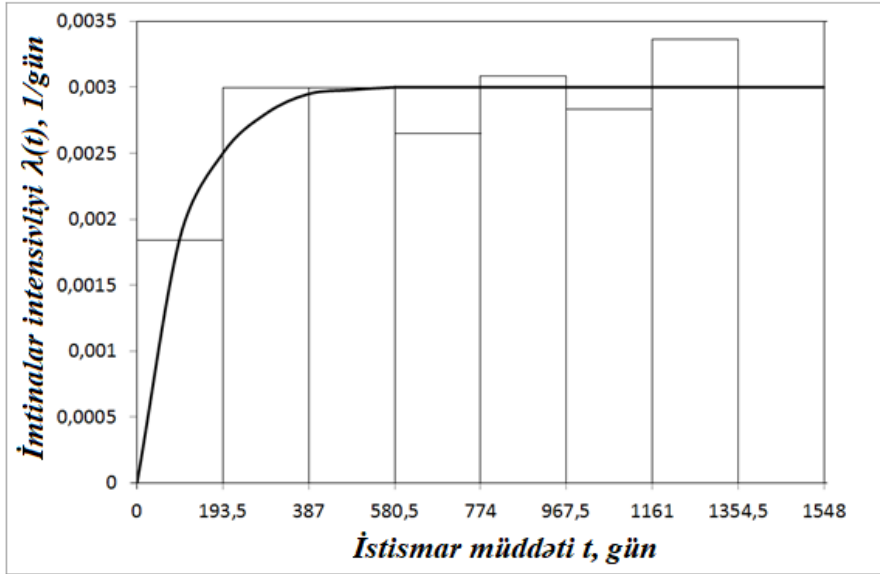
İmtinalar haqqında təcrübədən alınan statistik məlumatlarla bağlı növbəti misala baxaq. [50, s. 79]-də ПЭД-32 və ПЭД-45 markalı neft avadanlıqlarının elektrik mühərriklərinin uzunömürlük sınaqlarının nəticələri əks olunmuşdur. Sınaq müddəti 1548 gün və bu müddət ərzində qeydə alınan imtinaların sayı $n=197$ olmuşdur. Sınaq müddətinin bölündüyü intervalların sayı Starces düsturu ilə təyin olunmuşdur və yuvarlaqlaşdırılaraq $K=8$ qəbul edilmişdir. Beləliklə hər bir intervalın uzunluğu $h=193,5$ gün qəbul edilmişdir. İmtinalar haqqında statistik məlumatlar cədvəl 3.5.3-də əks olunmuşdur. Cədvəldən göründüyü kimi imtinalar intensivliyinin faktiki qiymətləri təklif olunan paylanmada III hala uyğundur (qrafik 3.5.7). Çünki istismarın ilk dövründə imtinalar intensivliyinin qiyməti tədricən artır, sonra isə normal istismar dövründə demək olar ki, sabit qalır. Yalnız son intervalda imtinalar intensivliyinin qiyməti kəskin artır. Bu onunla əlaqədar olur ki, son mərhələdə saz vəziyyətdə qalan qurğuların sayı küçükdür. İmtinalar intensivliyinin bu artımı etibarlılıq göstəricilərinə ciddi təsir göstərmir, ona görə də bu xətanı nəzərə almamaq olar.

(3.5.12), (3.5.15) və (3.5.16) ifadələri əsasında paylanmanın parametrlərini təyin etsək, aşağıdakı nəticələri alırıq: $\lambda=0,003$ gün⁻¹; $\alpha=-1$; $\beta=-0,01$ gün⁻¹.

Cədvəl 3.5.3. El. mühərrikinin imtinalarının statistik göstəriciləri

No	Zaman intervalı, gün	İmtinalar sayı, n_i	Intervalın ortasına qədər imtina etməyən mühərriklərin sayı, N_i	Faktiki imtinasız işləmə ehtimalı $R_i=N_i/N$	Faktiki imtinalar intensivliyi $\lambda_i = \frac{n_i}{N_i \cdot \Delta t}$
1	0 – 193,5	58	168	0,85	0,0018
2	193,5- 387	62	108	0,55	0,003
3	387- 580,5	34	60	0,31	0,003
4	580,5- 774	17	34	0,17	0,0026
5	774- 967,5	12	20	0,1	0,0031
6	967,5- 1161	6	11	0,06	0,0028
7	1161- 1354,5	4	6	0,03	0,0034
8	1354,5- 1548	4	2	0,01	0,01
Cəmi		197			

Qrafik 3.5.15-də sınaqdan keçirilmiş elektrik mühərriklərinin imtinalar intensivliyinin sınaq nəticələrinə uyğun histoqramı və bu kəmiyyətin təklif olunan paylanmaya əsasən dəyişmə əyrisi əks olunmuşdur.



Qrafik 3.5.15. Sınaqdan keçirilmiş elektrik mühərriklərinin imtinalar intensivliyinin zamandan asılılıq histoqramı və təklif olunan paylanmaya uyğun dəyişmə əyrisi

Təklif olunan paylanmanın sınaq nəticələrinə uyğunluq dərəcəsini qiymətləndirmək üçün yenə də χ^2 – Pirson meyarından istifadə edək. [43, s. 74]-ə əsasən cədvəl 3.5.4-də verilmiş hesablamə nəticələrini də nəzərə almaqla yazə bilərik:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^8 \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i} = 3,22.$$

Təqdim olunan paylanma üçün sərbəstlik dərəcəsinin qiymətini $m=K-1=8-1=7$ qəbul etməklə [43, s. 462]-də verilən cədvələ əsasən xəta ehtimalının $\alpha=0,8$ qiyməti üçün $\chi_{\alpha}^2 = 3,82$ alırıq. $\chi^2 < \chi_{\alpha}^2$ şərti ödəndiyi

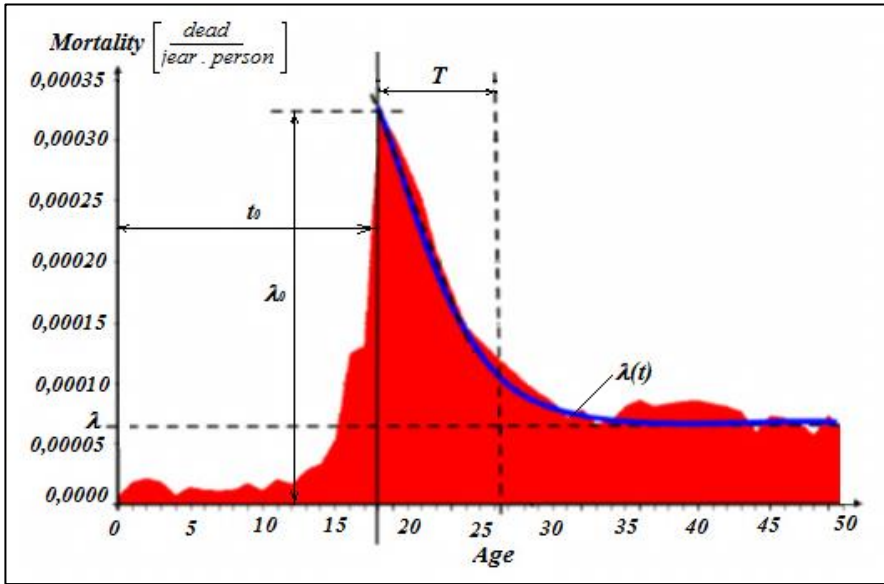
üçün təklif olunan paylanma sınaqdan keçirilmiş qurğuların etibarlığının qiymətləndirilməsində yüksək dəqiqliklə tətbiq oluna bilər.

Cədvəl 3.5.4. Sınaqdan keçirilmiş elektrik mühərriklərinin imtina göstəriciləri

№	Zaman müddəti, t	Nəzəri imtinasız işləmə ehtimalı, R(t)	Nəzəri imtinalar tezliyi $p_i=R(t_{i-1})-R(t_i)$	İmtinalar sayı, n_i	$\frac{(n_i - n \cdot p_i)^2}{n \cdot p_i}$
1	0	1,0			
2	193,5	0,72	0,28	58	0,225
3	387	0,42	0,30	62	0,091
4	580,5	0,24	0,18	34	0,131
5	774	0,13	0,11	17	0,569
6	967,5	0,07	0,06	12	0,030
7	1161	0,04	0,03	6	0,026
8	1354,5	0,02	0,02	4	0,069
9	1548	0,01	0,01	4	2,080
Cəmi				n=197	3,22

Təklif olunan paylanmanın tətbiqinin növbəti nümunəsi insan-maşın sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsi ilə bağlıdır. 2002-ci ildə Almaniyada yol-nəqliyyat hadisələri zamanı ölüm halları ilə bağlı statistik məlumatlar qrafik 3.5.16-da göstərilən şəkildə olmuşdur [155, s. 114].

Avtomobilin idarə edilməsi hüququ 18 yaşdan sonra icazə verildiyindən, burada $t_0=18$ il qəbul etmək olar. Qrafikdən göründüyü kimi qəza zamanı ölüm hallarının intensivliyinin ən yüksək qiyməti $t=t_0=18$ yaş ətrafında baş verir. Bu sürücülüyə yeni başlamış insanların təcrübəsinin az olması ilə izah edilir. Həmin zaman anında qəza ölümlərinin intensivliyi $\lambda_0=0,00032$ il⁻¹ təşkil edir. Zaman keçdikcə, sürücülərin stajının artması hesabına ölüm halları azalır və sabit minimal qiymət alır $\lambda=0,000052$ il⁻¹.



Qrafik 3.5.16. 2002-ci ildə Almaniya da yol qəzaları zamanı ölüm hadisələrinin statistikasını [155, s. 114]

Paylanmanın digər parametrlərini təyin etmək üçün (3.5.15) və (3.5.16) ifadələrindən istifadə edirik. Bunun üçün iki müxtəlif zaman anı üçün qrafik 3.5.16-dan imtinalar intensivliyinin qiymətlərindən istifadə edirik. Həmin zaman anlarını $t_1=t_0=18$ il və $t_2=t_0+T=26$ il qəbul edək. Qrafikdən görüldüyü kimi $\lambda(t_1)=\lambda_0=0,00032$ il⁻¹ və $\lambda(t_2)\approx 0,00012$ il⁻¹ təşkil edir. Beləliklə, (3.5.15) ifadəsi əsasında β parametrlərini aşağıdakı şəkildə təyin edə bilərik:

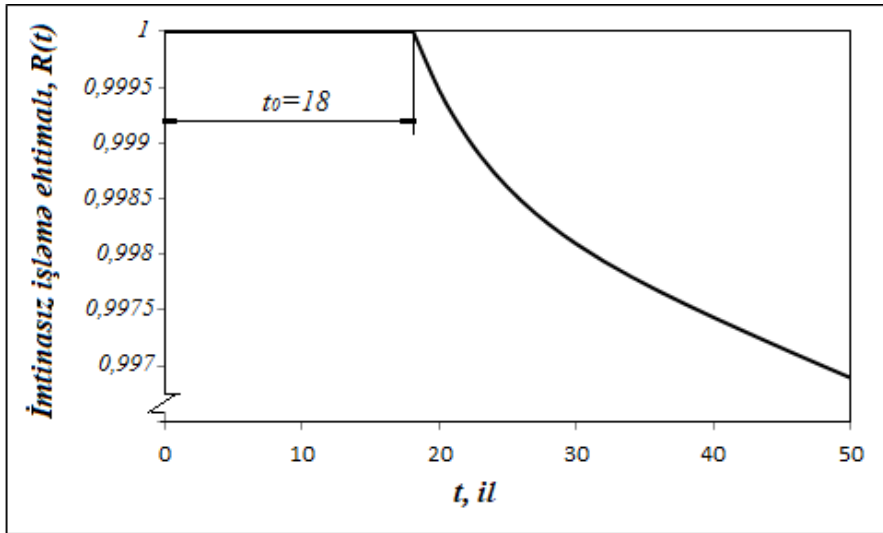
$$\beta = \frac{1}{t_1 - t_2} \cdot \ln \frac{\lambda(t_1) - \lambda}{\lambda(t_2) - \lambda} = \frac{1}{18 - 26} \cdot \ln \frac{0,00032 - 0,000052}{0,00012 - 0,000052} = -0,17.$$

İndi isə (3.5.16) ifadəsi əsasında α parametrlərini təyin edə bilərik. Lakin burada t_0 zaman müddətini də nəzərə alırıq:

$$\alpha = \frac{\lambda(t_1) - \lambda}{\lambda \cdot \exp[\beta(t_1 - t_0)]} = \frac{0,00032 - 0,000052}{0,000052 \cdot \exp[-0,17(18 - 18)]} = 5,15.$$

Bundan sonra isə dördparametrlə paylanma üçün (3.5.4), (3.5.5) və (3.5.6) düsturlarından istifadə etməklə etibarlılığın əsas göstəricilərinin qiymətlərini zamandan asılı olaraq təyin edə bilərik. Tapılmış parametrlər

əsasında baxılan misalda insan-maşın sisteminin imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılıq qrafiki qrafik 3.5.17-də əks olunmuşdur.



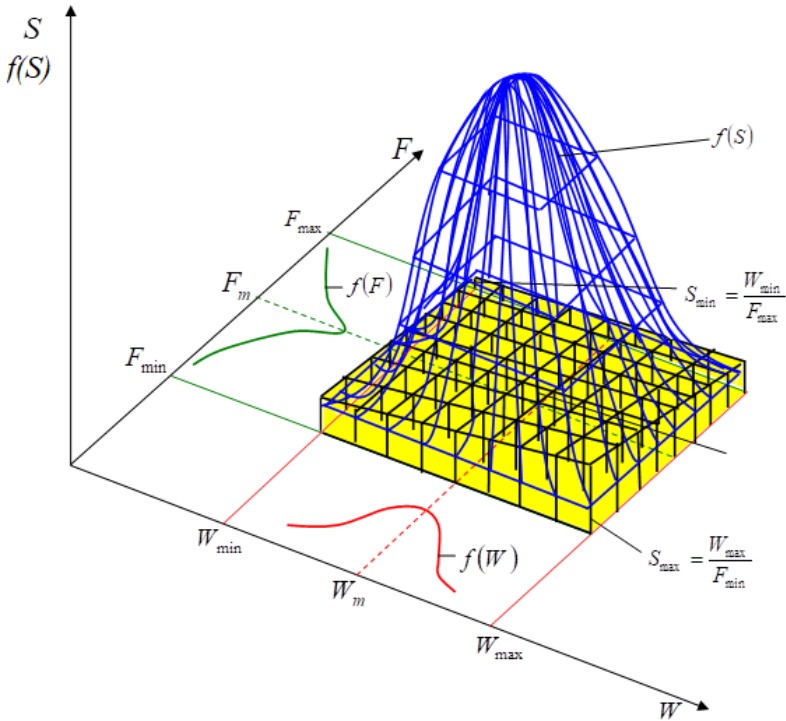
Qrafik 3.5.17. İnsan-maşın sisteminin imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

Mürəkkəb strukturlu müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlığının proqnozlaşdırılması üsullarının analizi aşağıdakı ümumi nəticələrə gəlməyə imkan verir:

1. Müasir ötürücü mexanizmlərin mexatron struktura malik olması onların etibarlığının proqnozlaşdırılmasında imtinaların yeni paylanma funksiyalarının tətbiq olunmasını tələb edir;
2. İmtinaların mövcud paylanma funksiyaları əksər hallarda bütün istismar dövrü ərzində müasir ötürücü mexanizmlərin imtinalarını nəzərə almağa imkan vermir;
3. Mövcud paylanma funksiyalarının superpozisiyasından ibarət olan yeni təklif olunan paylanmalar onların müsbət xüsusiyyətlərini saxlamaqla, çatışmayan cəhətləri aradan qaldıra bilirlər, bu isə etibarlıq göstəricilərinin daha dəqiq qiymətləndirilməsinə imkan verir;
4. Müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlığının qiymətləndirilməsi üçün təklif olunan imtinaların üç və dördparametrlili paylanma

- funksiyalarının real qurğuların sınağından alınan nəticələrə uyğunluq dərəcəsi yoxlanmışdır və nəticələr müsbət olmuşdur;
5. İmtinaların yeni təklif olunan paylanma funksiyası insan-maşın sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsində də tətbiq oluna bilər.

Qrafik 4.1.1-də ixtiyari işgörmə qabiliyyəti meyarına görə ehtiyat əmsalının ala biləcəyi mümkün qiymətləri və onların paylanma sıxlığı qrafiki olaraq əks olunmuşdur.



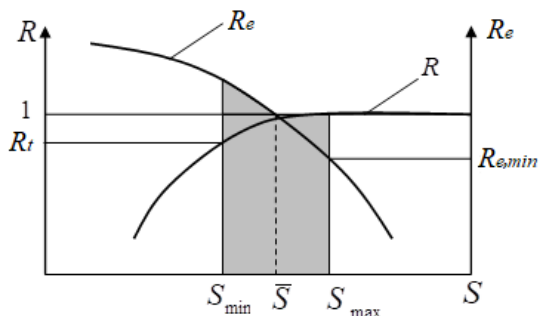
Qrafik 4.1.1. Ehtiyat əmsalının paylanma sıxlığı

Ənənəvi hesabatlarda ehtiyat əmsalının (4.1.2) ifadəsi ilə təyin olunan orta qiyməti imtinaların ehtimalı və etibarlıq dərəcəsi haqqında heç bir bilgi vermir. Etibarlılığın təmin olunması nöqtəyi-nəzərindən ehtiyat əmsalının minimal qiyməti ($S_{\min} = W_{\min}/F_{\max}$) xüsusi əhəmiyyət daşıyır. Tələb olunan etibarlıq dərəcəsini (R_t) təcrübədə bir çox hallarda aşağıdakı ifadə əsasında da qiymətləndirirlər:

$$R_t = P(S_{\min} > 1). \quad (4.1.4)$$

Ehtiyat əmsalının maksimal qiyməti isə ($S_{\max} = W_{\max}/F_{\min}$) konstruksiyaya verilən iqtisadi tələblər baxımından çox əhəmiyyətlidir.

Ehtiyat əmsalının çox yüksək olması qabarit ölçülərin və çəkinin artmasına səbəb olur. Bu isə həm də material sərfinin yüksək olması deməkdir. Qrafik 4.1.2-dən görüldüyü kimi ehtiyat əmsalının artması konstruksiyanın rentabellik göstəricisinin azalmasına səbəb olur. Ona görə də ehtiyat əmsalının $[S_{\min}; S_{\max}]$ aralığından düzgün seçilməsi həm etibarlıq, həm də iqtisadilik baxımından böyük əhəmiyyət daşıyır.



Qrafik 4.1.2. Ehtiyat əmsalının optimal qiymətlərinin seçilməsi sxemi

4.2. Layihələndirmə mərhələsində dişli çarx ötürmələrinin etibarlığının proqnozlaşdırılması

Konstruksiyaetmə prosesində maşın və avadanlıqların ötürmə sistemlərinin etibarlığının qiymətləndirilməsi möhkəmlik və yeyilməyə davamlılıq hesablamaları əsasında onların uzunömürlük göstəricilərinin və müəyyən istismar müddətində imtinasızlıq göstəricilərinin təyin olunmasını zəruri edir. Bu məqsədlə istismar prosesində meydana çıxan yüklərin və işçi elementlərin yükləyici qabiliyyətinin paylanma qanunlarının müəyyən edilməsi tələb olunur.

Konstruksiyaetmə prosesində etibarlığın proqnozlaşdırılmasının daha dürüst aparılması üçün müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin struktur elementlərini üç qrupa bölürlər [144, s. 97]. Birinci qrupa əsasən standart detalları – diyərlənmə yastıqlarını, işgilləri, şlis birləşdirmələrini, muftaları aid edirlər. İstehsal prosesində aparılan sınaqlar vasitəsi ilə müəyyən yüklənmə rejimlərində bu cür düyün və detalların etibarlıq və uzunömürlük göstəriciləri təyin edilir. Amma

yüklənmə şəraitinin dəqiq hesaba alınmaması və standart parametrlərin qeyri-düzgün seçilməsi bu detalların vaxtından qabaq imtinasına səbəb ola bilər. İstismar qaydalarına düzgün riayət olunmaması da standart detal və düyünlərin etibarlığını aşağı sala bilər. Bu qrupa daxil olan detal və düyünlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində istismar şəraitinin və yüklənmənin düzgün təyin edilməsi mühüm rol oynayır.

İkinci qrup detal və düyünlərə dəyişən yükləmələrə və sürtünməyə məruz qalan əsas işçi detallar aiddir. Böyük imtina riskinə malik olan bu elementlərə dişli çarxlar, vallar, sürüşmə yastıqları, zəncir və qayıq ötürmələrinin detalları daxildir. Bu tip elementlərin etibarlığı həm konstruksiyaetmənin dəqiqliyindən, həm də istehsalın keyfiyyətindən və istismarın səviyyəsindən asılıdır. Buna görə də ötürücü mexanizmlərin etibarlığı daha çox belə detalların etibarlığı ilə müəyyən olunur.

Üçüncü qrupa sabit yüklənən və ya heç yüklənməyən stasionar iş şəraitinə malik olan detal və düyünləri daxil etmək olar. Buraya gövdə detalları, yastıq qapaqları, bolt birləşdirmələri, kipləşdiricilər və s. daxildirlər. Bu tip elementlər adətən tərpənməz olurlar və yüksək ehtiyat əmsalı ilə layihələndirildiklərinə görə böyük imtina riskinə malik olmurlar.

Göründüyü kimi maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığı onları təşkil edən ayrı-ayrı detal və düyünlərin etibarlıq göstəricilərindən asılı olur. Burada qeyri-standart işçi elementlərin etibarlıq dərəcəsi çox mühüm rol oynayır. Şəkil 4.2.1-də müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin etibarlığının proqnozlaşdırılmasının ümumi sxemi təsvir olunmuşdur [6, s. 186]. Proqnozlaşdırma adətən konstruksiyaetmə prosesinin gedişində, detalların möhkəmlik və yeyilmə xarakteristikalarının təyinindən sonra həyata keçirilir. Etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsinin aparılması üçün ilkin parametrlər kimi işçi detalların yüklənmə və yükötürmə qabiliyyəti xarakteristikaları qəbul edilir.

Dişli çarxlarda əyilmə gərginliyinin təsiri ilə dişlərin sınıması həm statik, həm də yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində meydana gələ bilər. Statik möhkəmliyin itirilməsi istismar prosesində təsadüfi yüksək yüklənmə nəticəsində yaranır. Belə imtina ani imtina adlanır və onun konstruksiyaetmə mərhələsində əvvəlcədən nəzərə alınması çox zaman mümkünsüz olur. Bu zaman etibarlığın proqnozlaşdırılması zaman amili nəzərə alınmadan “yüklənmə – yükötürmə qabiliyyəti”

modelinin köməyi ilə, yəni ani təsadüfi böyük yük altında detalın dağılma ehtimalının müəyyən olunması ilə aparılır [58 s. 13], [144, s. 293]. Statik yüklənmədə möhkəmlik şərtinin ödənməsinə görə hər hansı bir elementin imtinasız işləmə ehtimalını aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

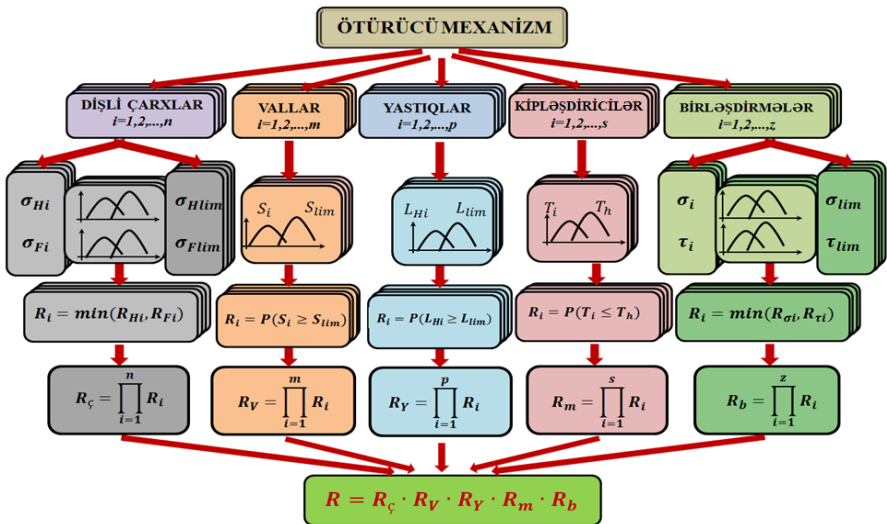
$$R = P[(\sigma_{Flim} - \sigma_F) \geq 0], \quad (4.2.1)$$

burada, σ_{Flim} – statik yüklənmədə dişin sınmasına səbəb olan həddi əyilmə gərginliyi; σ_F – faktiki əyilmə gərginliyidir.

Həm yükləyici qabiliyyəti σ_{Flim} , həm də yüklənmə σ_F təsadüfi kəmiyyətlər olduğu üçün, onların fərqi olan $\Psi = \sigma_{Flim} - \sigma_F$ kəmiyyəti də təsadüfi xarakter alacaqdır. Fərz edək ki, qrafik 4.2.1-də göstəriləndiyi kimi bu kəmiyyətlərin paylanması normal paylanma qanununa tabedir. Onda Ψ -nin paylanma funksiyası

$$F(\Psi) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\Psi - \bar{\Psi}}{S_\Psi}\right) \quad (4.2.2)$$

olacaqdır. Burada $\bar{\Psi}$ - Ψ kəmiyyətinin riyazi gözləməsi, S_Ψ isə orta kvadratik sapmasıdır.



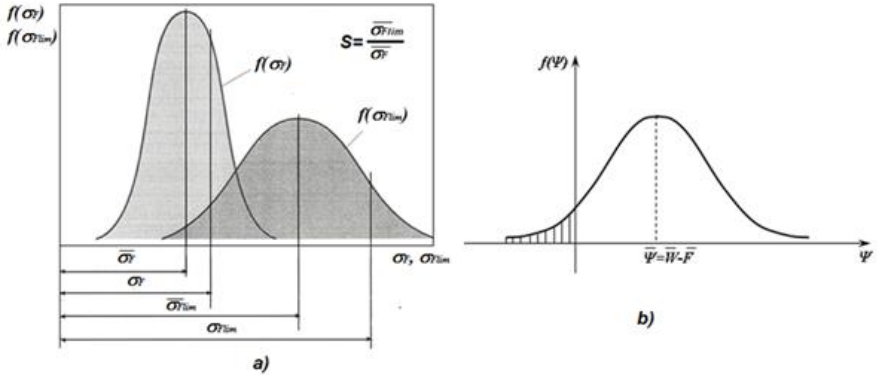
Şəkil 4.2.1. Ötürücü mexanizmin etibarlılığının proqnozlaşdırılmasının struktur sxemi

[58, s. 14]-ə əsasən bu halda imtinasız işləmə ehtimalını aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$R(t) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{1}{V_{\Psi}}\right). \quad (4.2.3)$$

Burada V_{Ψ} - Ψ kəmiyyətinin variasiya əmsalıdır.

Maşınların ötürücü mexanizmlərinin əksər elementləri (dişli çarxlar, yastıqlar, vallar və s.) daha çox uzunmüddətli dəyişən gərginliklərin təsirindən sonra yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində imtinaya məruz qalırlar. Dişli çarxlar həm əyilmə, həm də kontakt gərginliklərinin təsiri ilə sıradan çıxa bilərlər. Bu gərginliklərin təsiri zamandan asılı olaraq müxtəlif dəyişmə xüsusiyyətinə malik ola bilər. Ötürücü mexanizm statik xarici yükün təsiri altında olduqda belə, dişli çarxın bir tam dövrü ərzində onun hər bir dişi ən azı bir dəfə ilişməyə daxil olur və bu zaman kontakt və əyilmə gərginlikləri periodik olaraq dəyişir. Yəni, ötürülən fırladıcı moment sabit olduqda belə, dişli çarxlar dövrü dəyişən əyilmə və kontakt gərginliklərinin təsirinə məruz qalırlar. Kontakt gərginlikləri dişin işçi səthi boyunca yerini dəyişdiyi üçün onların təsiri nisbətən qısamüddətli olur (qrafik 4.2.2). Dişlərin dibində yaranan əyilmə gərginliklərinin qiyməti kontakt nöqtəsinin vəziyyətindən asılı olaraq dəyişir. Aparan dişli çarxda ilişməyə daxil olma anında kontakt nöqtəsi dişin dibində olduğuna görə əyilmə gərginliyi nisbətən kiçik, ilişmədən çıxan anda isə maksimal qiymət alacaqdır.

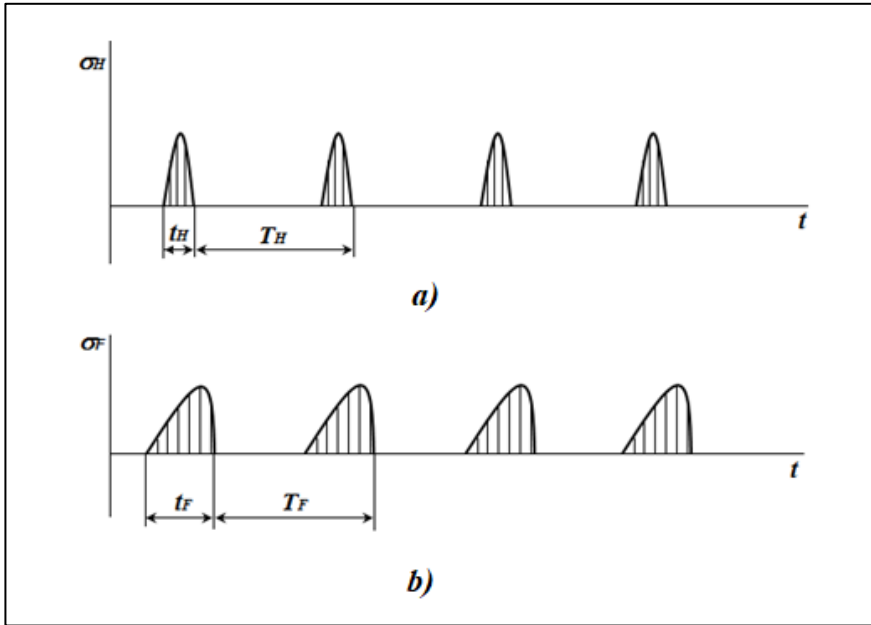


Qrafik 4.2.1. Həddi və faktiki əyilmə gərginliyinin (a) və onların fərqi (b) normal paylanma sıxlığı

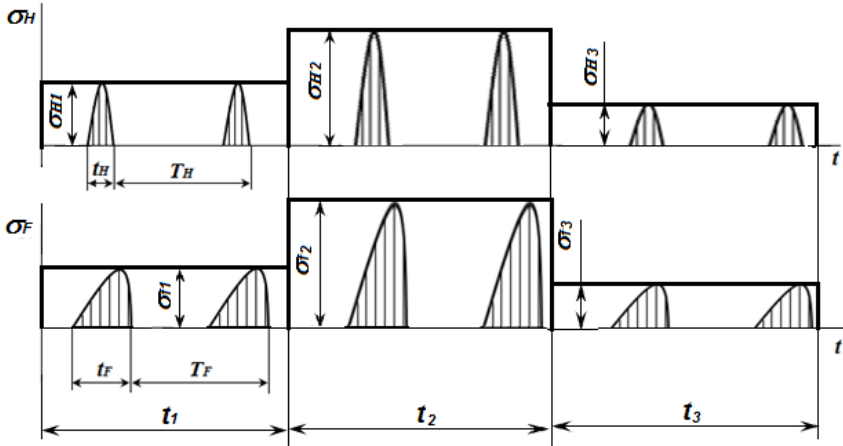
Dişli çarxın birləşdirildiyi valın ötürdüüyü fırladıcı momentin zamandan asılı olaraq dəyişmə xarakterini nəzərə adıqda, dişlərə təsir

edən əyilmə və kontakt gərginliklərinin dəyişməsinin təcrübədə müxtəlif hallarına rast gəlmək olar. Fırladıcı moment müxtəlif diskret qiymətlər aldıqda əyilmə və kontakt gərginliklərinin həm amplitudu, həm də orta qiyməti dəyişəcəkdir (qrafik 4.2.3).

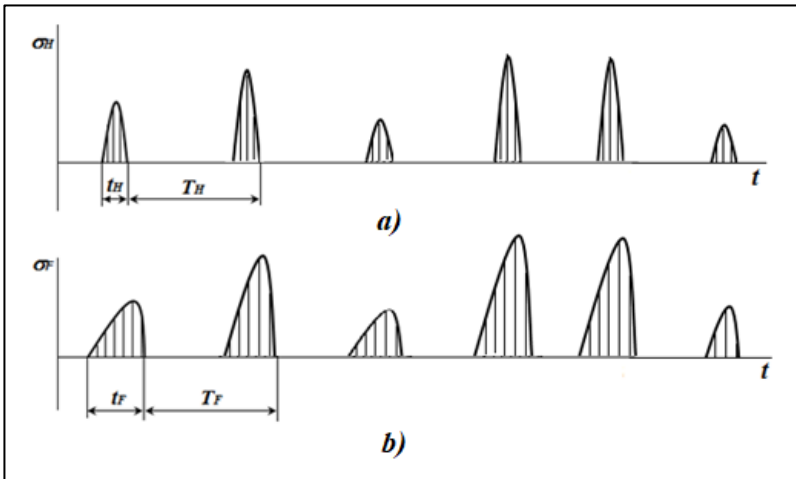
Əksər praktiki hallarda ötürücü mexanizmlərin yüklənməsinin dəyişməsi stoxastik olaraq baş verir. Bu halda gərginliklərin amplitudu da stoxastik olaraq dəyişir (qrafik 4.2.4). Bu cür yüklənməyə istismar müddətini müəyyən mərhələlərə bölərək və hər bir mərhələdə yüklənməni təxmini olaraq sabit qəbul edərək diskret dəyişən yüklənmə kimi baxmaq olar. Çünki bu cür yüklənmədə də meydana gələn gərginliklər hər hansı minimal və maksimal qiymətlər arasında dəyişirlər.



Qrafik 4.2.2. Sabit yüklənmədə dişli çarxlarda yaranan kontakt (a) və əyilmə gərginliklərinin (b) dövri dəyişməsi



Qrafik 4.2.3. Diskret dəyişən yükləmədə dişlərdə yaranan gərginliklər



Qrafik 4.2.4. Stoxastik yükləmədə dişlərdə yaranan kontakt (a) və əyilmə (b) gərginlikləri

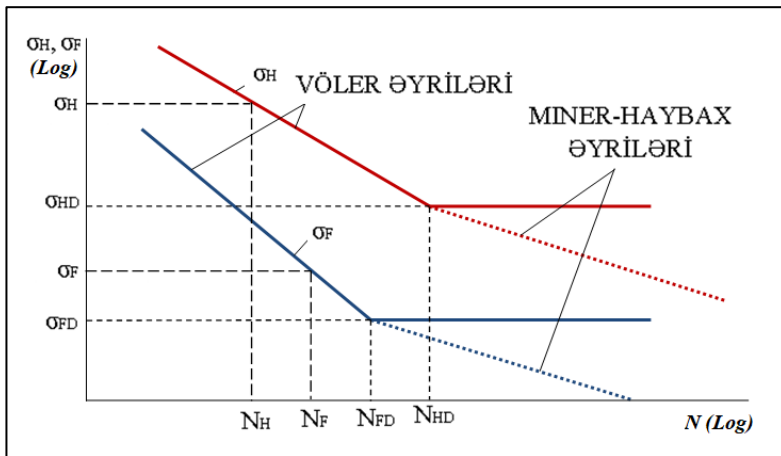
Dəyişən gərginliklərin təsir etdiyi detalların etibarlılığını təyin etmək üçün yorulma əyrilərindən istifadə edirlər. Qrafik 4.2.5-də dişli çarxlarda yaranan əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə yorulma əyriləri əks olunmuşdur. Dişli çarxların resursunun qiymətləndirilməsində dözümlük

həddindən kiçik oblastlarda Miner-Haybax hipotezindən, böyük oblastlarda isə Vöhler hipotezindən istifadə etmək olar [167, s. 261].

Gərginliyin qiymətinin dözümlük həddindən böyük olduğu oblastda ($\sigma_F \geq \sigma_{FD}$; $\sigma_H \geq \sigma_{HD}$) imtinaya qədər yüklənmə tsikllərinin sayını Vöhler əyrisi əsasında təyin etmək olar. [160, s. 27]-ə əsasən

$$N_F = N_{FD} \left(\frac{\sigma_F}{\sigma_{FD}} \right)^{-k}; \quad N_H = N_{HD} \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{HD}} \right)^{-k}. \quad (4.2.4)$$

Burada σ_{FD} , σ_{HD} - dişli çarxların materiallarının uyğun olaraq əyilmə və kontakt dözümlüyü hədləri; N_{FD} , N_{HD} – əyilmə və kontakt dözümlüyü hədlərinə uyğun gələn baza tsikllər sayı; σ_F , σ_H –dəyişən əyilmə və kontakt gərginliklərinin amplitudu; k - Vöhler əyrisinin maillik eksponentidir.



Qrafik 4.2.5. Dişli çarxlar üçün əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə yorulma əyriləri

Dişlərin dövrü olaraq ikitərəfli yüklənməsi zamanı əyilmə gərginliklərinə görə yükəgötürmə qabiliyyəti kifayət qədər aşağı düşür. Bu halda dişli çarxın materialının əyilmə gərginliyinə görə faktiki dözümlük həddi [146, s. 77]-ə görə aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$\sigma_{FD} = Y_A \cdot \sigma_{Flim}.$$

Burada σ_{Flim} – birtərəfli yüklənmədə dişin materialının əyilmədə dözümlük həddinin eksperimental qiyməti;

Y_A – dişin ikitərəfli yüklənməsinin təsirini nəzərə alan əmsal. Yüklənmə istiqaməti dövrü olaraq dəyişdikdə (məsələn, reversiv ötürmələr, planetar ötürmələrin satellitləri və s.) $Y_A=0,6...0,7$ qəbul olunur [146, s. 77]. Yüklənmə istiqaməti istismar müddəti ərzində bir neçə dəfə dəyişdirildikdə $Y_A=0,9...1,0$, biristiqamətli yüklənmədə isə $Y_A=1,0$ götürülür.

Kontakt gərginliyinə görə hesabatlarda bütün markadan olan poladlar üçün $k=6$ götürmək tövsiyə olunur [57, s. 177]. Əyilməyə hesabatda isə I qrup poladlar ($H\leq 350HB$) üçün $k=6$, II qrup poladlar üçün isə $k=9$ qəbul olunması məsləhət görülür [57, s. 182].

Tədqiqatlar göstərmişdir ki, gərginliklərin faktiki qiymətinin dözümlük həddindən kiçik olduğu oblastda da imtinaların baş verməsi labüddür. Lakin bu oblastda imtinaya qədər tsikllər sayını Miner-Haybax hipotezinə görə (qrafik 4.2.5) aşağıdakı ifadələrlə təyin etmək olar [167, s. 261]:

$$N_F = N_{FD} \left(\frac{\sigma_F}{\sigma_{FD}} \right)^{-(2k-1)}; \quad N_H = N_{HD} \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{HD}} \right)^{-(2k-1)}. \quad (4.2.5)$$

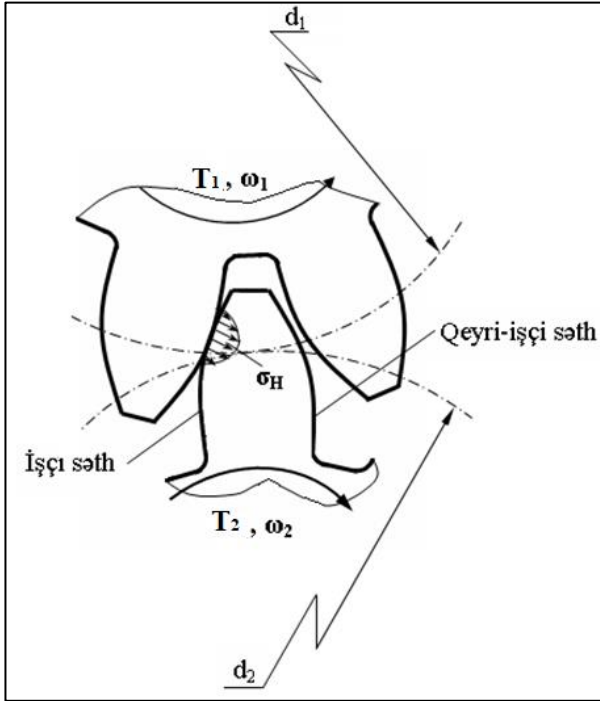
Silindrik və konusvari dişli çarxlarda yaranan kontakt gərginliklərinin hesabat düsturu Herts ifadəsindən alınır və hesablama qəbul edilmiş beynəlxalq standartlara uyğun olaraq aparılır. *DIN 3990* [151, s. 3] üzrə xarici ilişməli silindrik çarxlarda yaranan kontakt gərginliklərinin amplitudu aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$\sigma_H = Z_B Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2T_1}{d_1^2 b} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}. \quad (4.2.6)$$

Burada T_1 – baxılan ötürmənin aparan valındakı fırlanma momenti (şəkil 4.2.2); d_1 – aparan dişli çarxın bölgü diametri; u – baxılan ötürmənin ötürmə ədədi; b – dişli çarxın eni; K_A – dişli çarx ötürməsinin işləmə şəraitini nəzərə alan əmsaldır [150, s. 7]; K_V – dinamiklik əmsalındır, xətti sürətdən asılı olaraq təyin edilir [150, s. 8];

$K_{H\beta}$ – dişin uzunluğu boyunca yükün qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsaldır. Ötürmənin tipindən, dişli çarxların materialından və en əmsalından asılı olaraq standart cədvəllərdən [150, s. 19] seçilir; $K_{H\alpha}$ – yükün dişlər arasında qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsaldır. Ötürmənin həndəsi ölçülərindən və tipindən asılı olaraq analitik olaraq və ya xüsusi cədvəl və ya qrafiklərdən götürülür [150, s. 47]; Z_B – ilişməyə daxil olan dişlər sayını nəzərə alan əmsaldır, [151, s. 6]–a əsasən dişlərin sayından və dişli çarxın enindən asılı olaraq müəyyən

edilir; Z_H – dişlərin yan səthinin təsirini nəzərə alan zona əmsəldir [151, s. 6]; Z_E – dişli çarxların materiallarının elastiklik modulunu nəzərə alan əmsəldir [151, s. 8]; Z_ε – yan qapama əmsalının təsirini nəzərə alan əmsəldir [151, s. 6]; Z_β – dişlərin çəplik bucağının təsirini nəzərə alan əmsəldir, $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.



Şəkil 4.2.2. Dişlərin işçi səthində təsir edən kontakt gərginlikləri

[147, s. 551]-ə əsasən Z_H və Z_E əmsalları aşağıdakı ifadələrlə təyin olunurlar:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_1 \cdot \tan \alpha_{\omega 1}}}; \quad Z_E = \sqrt{0,35 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}.$$

Burada β_b - əsas konturun çəprik bucağı; α_l - yan ilişmə bucağı; α_{wl} - ilişmə bucağı; E_l - aparıcı çarxın materialının elastiklik modulu; E_2 - aparılan çarxın materialının elastiklik moduludur.

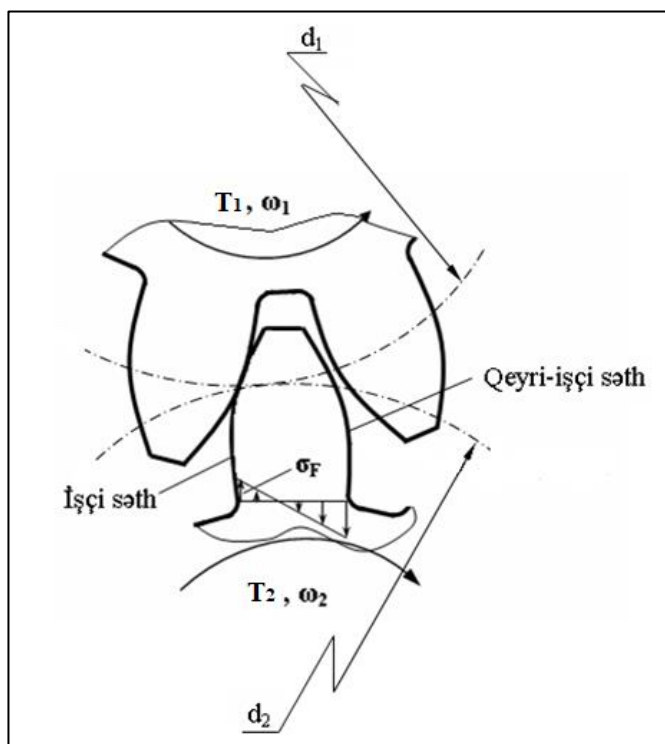
Kontakt gərginliklərindən fərqli olaraq əyilmə gərginlikləri dişin hər iki profilində, yəni həm işçi səthdə, həm də qeyri-işçi səthdə yaranırlar. Ona görə də praktiki olaraq dişlərin sınıması həm işçi səthin dibində, həm də qeyri-işçi səthin dib hissəsində baş verə bilər (şəkil 4.2.3).

Dişin işçi profilinin dib hissəsində xalis əyilmə ilə yanaşı diş həm də dartılmaya, qeyri-işçi profilin dibində isə xalis əyilmə ilə yanaşı sıxılmaya məruz qalır. Tam əyilmə gərginliyinin qiyməti qeyri-işçi profilin dib hissəsində daha böyük olsa da, dişli çarxların hazırlandığı polad materialların dəyişən dartılma gərginliyinə qarşı müqaviməti daha az olduğu üçün, dişlərin sınıması əsasən işçi profilin dib hissəsində meydana gəlir. Bununla belə fırlanma istiqamətinin dəyişdirildiyi halda və ya reversiv ötürmələrdə dişin sınıması hər iki profildə meydana gələ bilər.

DIN 3990 [152, s. 3] üzrə xarici ilişməli silindrik çarxlarda yaranan əyilmə gərginlikləri aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}. \quad (4.2.7)$$

Burada $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$ - dişli çarxlara təsir edən çevrəvi qüvvədir; b - dişli çarxın eni, m_n - dişlərin normal moduludur; Y_{FS} - dişin forma əmsəlidir, dişin həndəsi ölçülərindən, dişlərin sayından asılı olaraq standart cədvəllərdən seçilir [147, s. 549]; Y_ε - yan qapama əmsalının təsirini nəzərə alan əmsəldir və [147, s. 547]-ə əsasən $Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_\alpha$ düsturu ilə təyin olunur; ε_α - yan qapama əmsəlidir; $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140$ - kontakt xəttinin mailiyyə nəticəsində əyilmə möhkəmliyinin artmasını nəzərə alan əmsəldir; K_A - dişli çarx ötürməsinin işləmə şəraitini nəzərə alan əmsəldir; K_V - dinamiklik əmsəlidir, xətti sürətdən asılı olaraq təyin edilir; $K_{F\beta}$ - dişin uzunluğu boyunca yükün qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsəldir. Ötürmənin tipindən, dişli çarxların materialından və en əmsalından asılı olaraq standart cədvəllərdən seçilir [147, s. 546]; $K_{F\alpha}$ - yükün dişlər arasında qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsəldir.



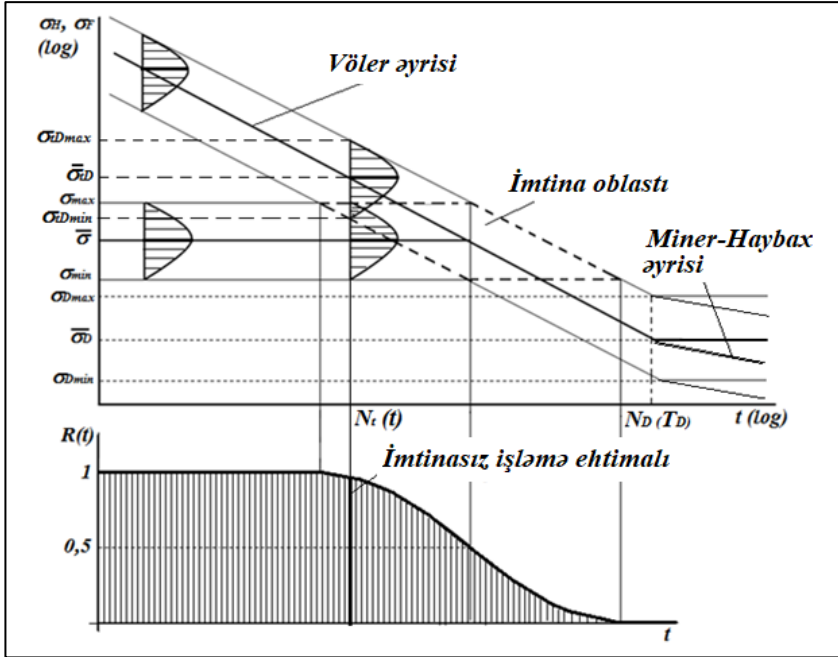
Şəkil 4.2.3. *Dişlərin işçi və qeyri-ışçı səthlərində təsir edən əyilmə gərginlikləri*

Faktiki və həddi gərginliklərin qiymətlərinin normal paylanmaya tabe olduğunu qəbul edərək yorulma əyriləri əsasında sabit yüklənmədə imtinasız işləmə ehtimalının qiymətləndirilməsinin qrafiki interpretasiyasını şəkil 4.2.6-dakı kimi təsvir edə bilərik.

Dəyişən yüklənmədə hər bir rejim üçün resursun və imtinasız işləmə ehtimalının təyin olunması zəruridir (qrafik 4.2.7). Bu cür yüklənmədə hər hansı bir işgörmə qabiliyyəti meyarına görə dişli çarxın tam resursu aşağıdakı [167, s. 262] ifadə ilə hesablanı bilər:

$$N_{\Sigma} = N_D \frac{\sum_{i=1}^{j+n} h_i}{\sum_{i=1}^j h_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_D} \right)^k + \sum_{i=j+1}^{j+n} h_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_D} \right)^{2k-1}}. \quad (4.2.8)$$

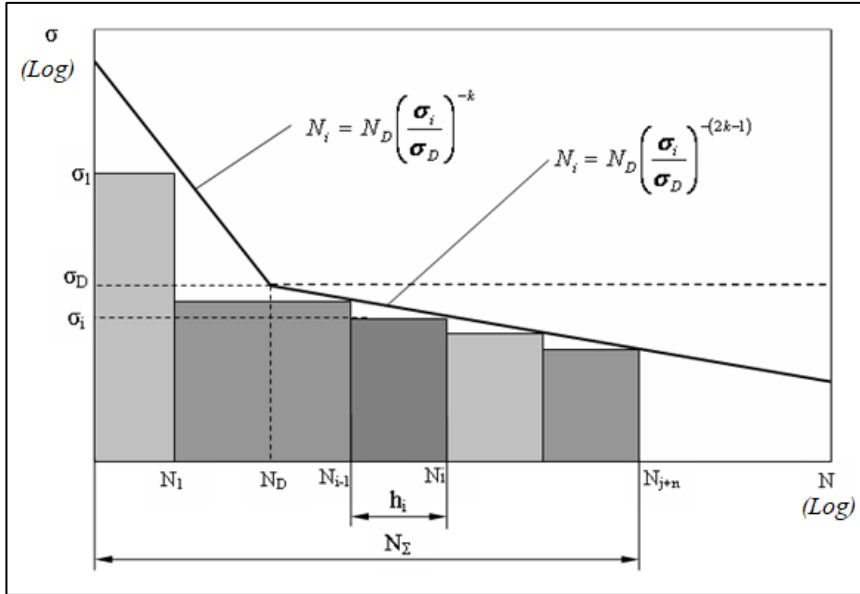
Burada σ_i – faktiki gərginliklərin qiymətləri (σ_H və ya σ_F); j - ($\sigma_F \geq \sigma_{FD}$; $\sigma_H \geq \sigma_{HD}$) şərtlərinin ödəndiyi yüklənmə rejimlərinin sayı; n - ($\sigma_F < \sigma_{FD}$ və $\sigma_H < \sigma_{HD}$) şərtlərinin ödəndiyi yüklənmə rejimlərinin sayı; h_i – hər bir yüklənmə rejiminə uyğun gələn yüklənmə tsikllərinin fərqi, qrafik 4.2.7-yə əsasən $h_i = N_i - N_{i-1}$.



Qrafik 4.2.6. Sabit yükləmədə dişli çarxların etibarlığının qiymətləndirilməsinin qrafiki interpretasiyası

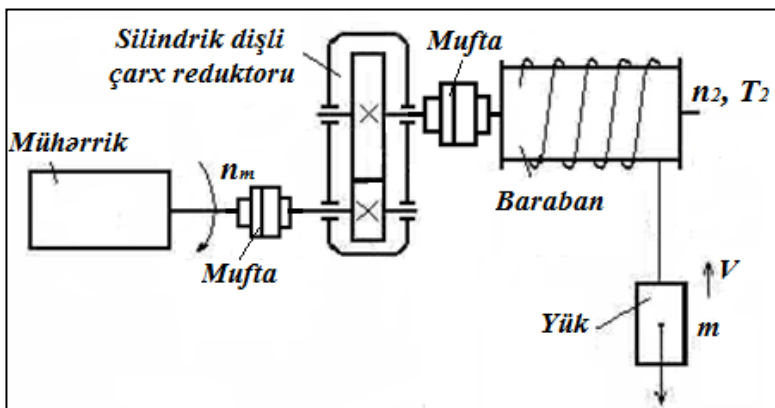
Təqdim olunan metodika əsasında yükqaldırma qabiliyyəti $F=10$ kN, yükqaldırma sürəti $V=0,8$ m/san, barabanın diametri $D_b=0,6$ m olan bucurqadın (şəkil 4.2.4) silindrik çəp dişli çarx ötürməsinin ($a_w=280$ mm; $u=5$; $m=4$ mm) etibarlığının proqnozlaşdırılması məsələsinə baxılmışdır. Aparan dişli çarxın materialını YTC-la tablamaya uğradılmış və səthi bərkliyi HRC45-50, özəkdə bərkliyi HB269-302 olan polad 40X, aparılan dişli çarx üçün bərkliyi HB269-302 olan yaxşılaşdırılmış polad 40X materialını qəbul edərək seçilmiş materialların əsas statistik xarakteristikaları təyin edilmişdir. Yükləmənin variasiya əmsalını 5%-ə

bərabər qəbul edərək bucurqadın silindrik düz dişli çarx ötürməsinin dişli çarxlarının əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə imtinasız işləmə ehtimalı istismar müddətindən asılı olaraq (4.2.3) düsturu əsasında təyin edilmişdir.



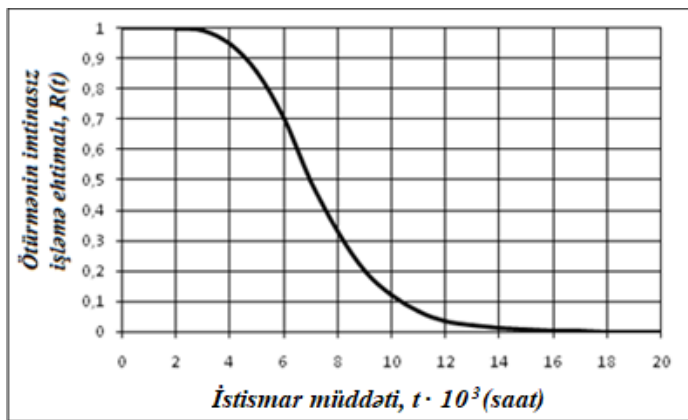
Qrafik 4.2.7. Dəyişən yükləmədə resursun təyini

Hesabatlar göstərmişdir ki, aparıcı dişli çarxda əyilmə gərginlikləri nəticəsində sıradan çıxma ehtimalı daha böyükdür. Bu, həmin çarxın materialının səthi bərkliyinin böyük olması ilə bağlıdır. Aparılan dişli çarxda isə kontakt gərginlikləri nəticəsində sıradan çıxma ehtimalı böyük olmuşdur. Hesabatlarla sübut olunmuşdur ki, ötürmənin ən zəif elementi aparılan dişli çarxdır. Ona görə də ümumi etibarlıq dərəcəsi məhz aparılan çarxın kontakt möhkəmliyinə görə imtinasız işləmə ehtimalı ilə müəyyən olunur. Aparılan dişli çarxın kontakt möhkəmliyini artırmaq üçün bərkliyi daha yüksək olan material seçmək və ya termiki emalın növünü dəyişmək tələb olunur [66, s. 13].



Şəkil 4.2.4. *Yüqəldırma qəbılıyyəti 10 kN olan bucuqadın ıntıqalının sxemi*

Silindrik dişli çarx reduktorunun ümumi ımtınasız ısləmə ehtimalının zamandan asılıılığı qrafik 4.2.8-də təsvir olunmuşdur.



Qrafik 4.2.8. *Silindrik dişli çarx ötürməsinin ımtınasız ısləmə ehtimalının zamandan asılıılığı*

4.3. Reduktorların gövdə-qapaq birləşdirmələrinin etibarlıq analizi

Dişli çarx reduktorlarının gövdə və qapağını birləşdirən bolt və ya vint birləşdirmələri ımtına riski çox da böyük olmayan elementlərə aiddirlər.

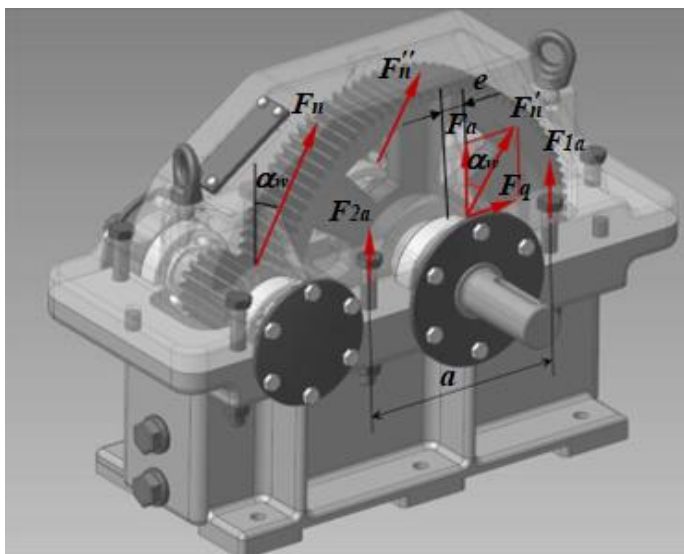
Birləşdirmənin elementlərinin möhkəmliyini itirərək sıradan çıxması nadir hallarda baş verir. Lakin birləşdirmə elementlərinin deformasiyası, yivin öz-özünə açılması və nəticədə gövdə və qapaq arasında kipliyn pozulması bütövlükdə reduktorun normal işinin pozulmasına səbəb ola bilər. Reduktorun gövdə və qapağı arasında kipliyn pozulması dişli ilişmədə araboşluğun, səsin və zərbələrin yaranmasına, dişlərdə yüklənmənin artmasına və bir çox hallarda onların sıradan çıxmasına səbəb ola bilər. [180, s. 59]-da müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə yiv birləşdirməsinin elementlərinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. Lakin reduktorlar üçün seçilən bolt və qaykaların ölçüləri böyük ehtiyat əmsalı ilə qəbul edildiyindən burada bütün meyarlar üzrə etibarlığın qiymətləndirilməsinə zərurət yoxdur. Ona görə də təqdim olunan dissertasiya işində dişli çarx reduktorlarının gövdə-qapaq birləşdirməsinin əsas işgörmə qabiliyyəti meyarları kimi boltun (və ya vintin) yivli hissəsinin dartılmada möhkəmlik şərti, gövdə və qapaq arasında kiplik şərti və gövdə ilə qapaq arasında sürüşmənin olmaması şərti əsas götürülmüşdür.

[37, s. 20]-də silindrik dişli çarx reduktorunun gövdə və qapağını birləşdirən boltların sistemli ehtimal hesabı aparılmışdır. Silindrik düzdişli çarx ötürməsində yaranan tam normal qüvvə F_n -in təsirindən aparılan valın yastıq dayaqqlarında F_n' və F_n'' dayaq reaksiyaları yaranır (şəkil 4.3.1). Bu qüvvələr bilavasitə reduktorun gövdə və qapağını birləşdirən boltlara ötürülür. Daha çox yüklənmiş dayaqda təsir edən F_n' qüvvəsini də iki toplanana ayıra bilərik. Bu toplananlardan biri, sürüşdürücü F_q qüvvəsi yalnız boltlara deyil, həm də yastığın xarici həlqəsi və yastıq qapağına ötürülür. Ona görə də bu qüvvənin birləşdirmənin etibarlığına heç bir ciddi təsiri yoxdur. Digər toplanan F_a isə birbaşa boltlara ötürülür və reduktorun gövdəsini qapaqdan aralamağa çalışır.

Daha çox yüklənmiş bolta təsir edən ayırıcı qüvvəni şəkllə əsasən aşağıdakı kimi tapa bilərik:

$$F_b = F_{1a} = \frac{F_a(0,5a+e)}{a} = \frac{F_a(a+D\sin\alpha_w)}{2a}. \quad (4.3.1)$$

Burada a - boltların mərkəzləri arasındakı məsafə; D – yastığın xarici diametri; e – valın oxu və F_a qüvvəsinin təsir xətti arasındakı məsafə; α_w – ilişmə bucağıdır və standart dişli çarxlar üçün $\alpha_w=20^\circ$ götürülür [55, s. 24];



Şəkil 4.3.1. Silindrik düzdişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsinin hesabat sxemi

$\mu_a = D/a$ əvəzləməsi aparsaq, (4.3.1) ifadəsini aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$F_b = \frac{1}{2} F_a (1 + \mu_a \cdot \sin \alpha_w). \quad (4.3.2)$$

Konstruktiv olaraq mövcud silindrik dişli çarx reduktorları üçün $\mu_a = 0,65 \div 0,7$ qəbul etmək olar.

Birpilləli silindrik düzdişli çarx reduktorunda dayaqların bərabər yüklənməsini (yəni $F_n' = F_n'' = 0,5 F_n$) və ilişmədə yaranan normal qüvvənin aparılan valın ötürdüyü fırlanma momentindən asılılığını ($F_n = F_t / \cos \alpha_w = 2 T_2 / d_2 \cdot \cos \alpha_w$) nəzərə alsaq [1, s. 357], gövdə-qapaq birləşdirməsini aralamağa çalışan F_a qüvvəsini hesabat sxeminə əsasən aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$F_a = F_n' \cdot \cos \alpha_w = \frac{1}{2} F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{F_t}{2} = \frac{T_2}{d_2}.$$

Burada F_t – silindrik düzdişli çarx ötürməsində yaranan çevrəvi qüvvə; T_2 – reduktorun aparılan valındakı fırlanma momenti; d_2 – reduktorun aparılan dişli çarxının bölgü diametridir.

Sonuncu ifadəni (4.3.2) düsturunda nəzərə alsaq, yazı bilərik:

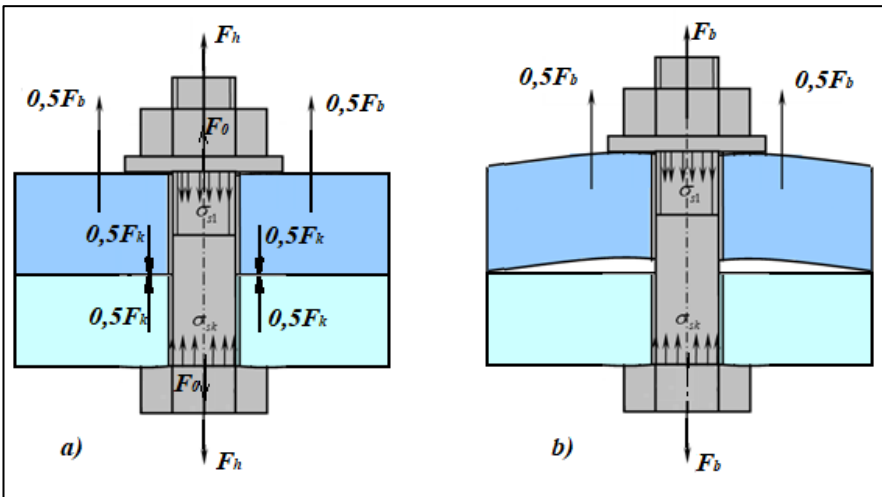
$$F_b = \frac{T_2}{2d_2} (1 + \mu_a \cdot \sin \alpha_w). \quad (4.3.3)$$

Sonuncu ifadədən göründüyü kimi bolta düşən xarici ayırıcı qüvvə reduktorun aparılan valındakı fırlanma momenti ilə düz, aparılan çarxın bölgü çevrəsinin diametri ilə tərs mütənəsb asılı olur.

Əvvəlcə boltun möhkəmlik şərtinə görə etibarlığın qiymətləndirilməsi məsələsinə baxaq. Detallar arasında kipliyn təmin olunması üçün reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin boltu müəyyən F_0 ilkin gərilmə qüvvəsi ilə çəkilib bağlanır və beləliklə də F_b qüvvəsi tamamilə bolta ötürülmür (şəkil 4.3.2, a). Yükün bir hissəsi deformasiya olunmuş gövdə və qapağın flansları tərəfindən qəbul olunur. Bu halda bolta onun oxu istiqamətində təsir edən hesabi qüvvə aşağıdakı düsturla hesablanmalıdır [58, s. 88]:

$$F_h = F_0 + \chi F_b. \quad (4.3.4)$$

Burada χ – xarici qüvvə əmsalıdır və hesablanan boltun qəbul etdiyi F_b xarici qüvvəsinin hansı hissəsinin bolt tərəfindən qəbul edildiyini nəzərə alır. Bu əmsal birləşdirilən detalların və boltun həndəsi ölçülərindən və elastiklik modullarından asılı olur. Hesablamalar göstərir ki, metal elementlərin birləşdirilməsi zamanı $\chi=0,2 \div 0,4$ aralığında qiymətlər alır [58, s. 88].



Şəkil 4.3.2. Reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin hesabat sxemi

Baxdıgımız hal üçün boltun möhkəmlik şərtinə görə reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin imtinasız işləmə ehtimalı [181, s. 61]-ə əsasən aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$R_b^* = \Phi \left(\frac{\bar{W}_b - \bar{F}_h}{\sqrt{\sigma_{Wb}^2 + \sigma_{Fh}^2}} \right) \text{ və ya } R_b^* = \Phi \left(\frac{\bar{W}_b - \bar{F}_h}{\sqrt{(V_{Wb} \cdot \bar{W}_b)^2 + (V_{Fh} \cdot \bar{F}_h)^2}} \right). \quad (4.3.5)$$

Burada \bar{W}_b - boltun yüklətmə qabiliyyətinin riyazi gözləməsi; \bar{F}_h - bolta təsir edən hesabi qüvvənin riyazi gözləməsi; σ_{Wb} - boltun yüklətmə qabiliyyətinin orta kvadratik sapması; σ_{Fh} - bolta təsir edən hesabi qüvvənin orta kvadratik sapması; V_{Wb} - boltun yüklətmə qabiliyyətinin variasiya əmsalı; V_{Fh} - bolta təsir edən hesabi qüvvənin variasiya əmsalıdır.

Gövdə-qapaq birləşdirməsində hər hansı səbəbdən kiçik pozulduqda (məsələn, xarici qüvvənin artması və ya yivlənin öz-özünə açılması nəticəsində) $F_0=0$ və $\chi=1$ olur, beləliklə bolt yalnız F_b qüvvəsinin təsiri altında olur (şəkil 4.3.2, b). Bu halda boltun möhkəmlik şərtinə görə reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin imtinasız işləmə ehtimalı analogi olaraq aşağıdakı kimi hesablanı bilər:

$$R_b^{**} = \Phi \left(\frac{\bar{W}_b - \bar{F}_b}{\sqrt{\sigma_{Wb}^2 + \sigma_{Fb}^2}} \right)$$

və ya

$$R_b^{**} = \Phi \left(\frac{\bar{W}_b - \bar{F}_b}{\sqrt{(V_{Wb} \cdot \bar{W}_b)^2 + (V_{Fb} \cdot \bar{F}_b)^2}} \right). \quad (4.3.6)$$

Burada \bar{W}_b - boltun yüklətmə qabiliyyətinin riyazi gözləməsi; \bar{F}_b - kiçik pozulması halında bolta təsir edən qüvvənin riyazi gözləməsi; σ_{Fb} - kiçik pozulması halında bolta təsir edən qüvvənin orta kvadratik sapması; V_{Fb} - kiçik pozulması halında bolta təsir edən hesabi qüvvənin variasiya əmsalıdır.

Reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsində kiçik şərtin ödənməsi üçün birləşdirilən detalların kontaktında yaranan qalıq qüvvə $F_k = F_0 - F_d > 0$ şərti ödənməlidir [58, s. 88]. Burada F_d - birləşdirməyə təsir edən qüvvənin detallar tərəfindən qəbul olunan hissəsidir və aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$F_d = (1 - \chi)F_b. \quad (4.3.7)$$

Beləliklə, gövdə-qapaq birləşdirməsində kipliyin ödənməsi şərtini $F_0 > F_d$ şəklində yazmaq olar və bu şərtə görə birləşdirmənin imtinasız işləmə ehtimalını analoji olaraq aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$R_k = \Phi \left(\frac{\bar{F}_0 - \bar{F}_d}{\sqrt{\sigma_{F_0}^2 + \sigma_{F_d}^2}} \right)$$

və ya

$$R_k = \Phi \left(\frac{\bar{F}_0 - \bar{F}_d}{\sqrt{(V_{F_0} \cdot \bar{F}_0)^2 + (V_{F_d} \cdot \bar{F}_d)^2}} \right). \quad (4.3.8)$$

Burada \bar{F}_0 – boltun çəkilib bağlandığı ilkin gərilmə qüvvəsinin riyazi gözləməsi; \bar{F}_d – birləşdirilən detallar tərəfindən qəbul olunan qüvvənin riyazi gözləməsi; σ_{F_0} – boltun çəkilib bağlandığı ilkin gərilmə qüvvəsinin orta kvadratik sapması; σ_{F_d} – birləşdirilən detallar tərəfindən qəbul olunan qüvvənin orta kvadratik sapması; V_{F_0} – boltun çəkilib bağlandığı ilkin gərilmə qüvvəsinin variasiya əmsalı; V_{F_d} – birləşdirilən detallar tərəfindən qəbul olunan qüvvənin variasiya əmsalıdır.

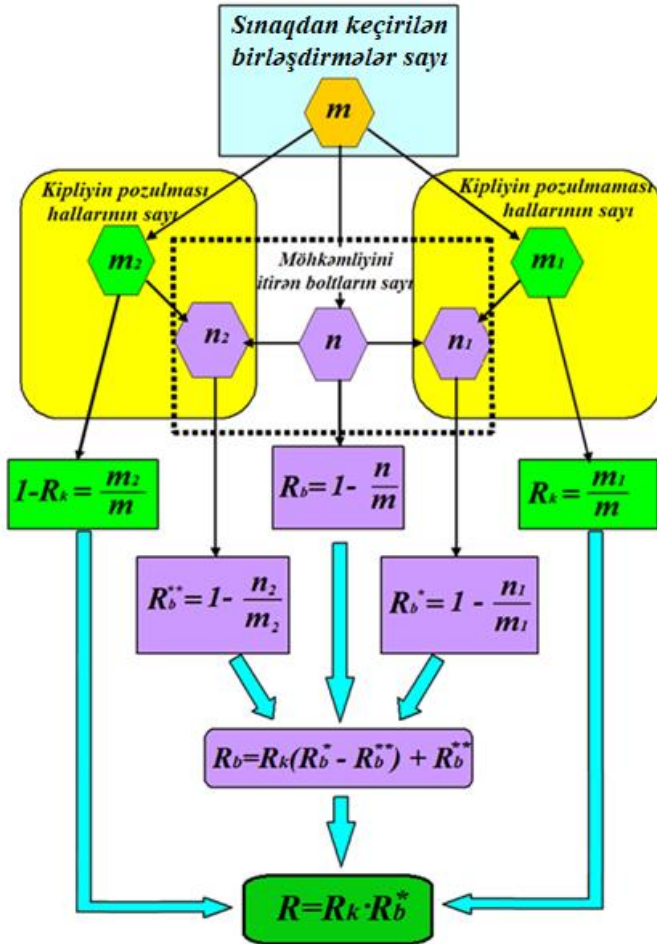
Dişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə etibarlıq göstəriciləri arasındakı əlaqəni müəyyən etmək və ümumi etibarlıq göstəricisini təyin etmək üçün ehtimal nəzəriyyəsinin klassik metodlarından istifadə edək. Fərz edək ki, m sayda gövdə-qapaq birləşdirməsi üzərində sınaq aparılmışdır və müəyyən istismar dövründən sonra n sayda bolt möhkəmliyini itirərək sıradan çıxmışdır. Bunlardan n_1 sayda bolt kipliyin pozulmaması şərti ilə, n_2 sayda bolt isə detallar arasında kipliyin pozulmasından sonra möhkəmliyin itirilməsi nəticəsində sıradan çıxmışdır. Fərz edək ki, m sayda boltun ümumilikdə m_1 sayda boltun kipliyin pozulması halı baş verməmişdir, m_2 sayda boltun isə kiplik pozulmuşdur. Müxtəlif meyarlara görə imtinasız işləmə və ya imtina ehtimallarını sxematik olaraq şəkil 4.3.3-ə uyğun olaraq təsvir etmək olar.

Boltun möhkəmlik şərtinə görə imtinasız işləmə ehtimalı (R_b) aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$R_b = 1 - \frac{n}{m}. \quad (4.3.9)$$

Analoji olaraq kipliyə görə imtinasız işləmə ehtimalını (R_k) və kipliyin pozulması ehtimalını (P_k) aşağıdakı düsturlarla təyin edə bilərik:

$$R_k = \frac{m_1}{m}; \quad P_k = 1 - R_k = \frac{m_2}{m}. \quad (4.3.10)$$



Şəkil 4.3.3. Reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin etibarlığının qiymətləndirilməsi sxemi

Uyğun olaraq kipliğin pozulmaması və pozulması hallarında boltun möhkəmlilik şərtinə görə imtinasız işləmə ehtimalları aşağıdakı ifadələrlə təyin oluna bilər:

$$R_b^* = 1 - \frac{n_1}{m_1}; \quad R_b^{**} = 1 - \frac{n_2}{m_2}. \quad (4.3.11)$$

(4.3.9 – 4.3.11) ifadələrini birgə həll edərək sadələşdirmələr aparsaq, boltun möhləmlilik şərtinə görə imtinasız işləmə ehtimalını təyin etmək üçün aşağıdakı ifadəni ala bilərik:

$$R_b = R_k(R_b^* - R_b^{**}) + R_b^{**}. \quad (4.3.12)$$

Qeyd olunduğu kimi dişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsində kipliyin pozulması da ötürmənin imtinası kimi qiymətləndirilməlidir. Çünki kipliyin pozulması da reduktorun öz funksiyasını və işgörmə qabiliyyətini itirməsi ilə nəticələnir. Bunu nəzərə alaraq reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin hər iki meyar üzrə ümumi imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$R = 1 - \frac{n_1 + m_2}{m}. \quad (4.3.13)$$

Sonuncu ifadədə bir qədər sadələşdirmələr apardıqdan sonra (4.3.10) və (4.3.11) ifadələrini nəzərə alsaq, aşağıdakı ifadəni yazı bilərik:

$$R = R_k \cdot R_b^*. \quad (4.3.14)$$

[22, s. 143]-də ötürmə ədədi $u=4$, mərkəzlərarası məsafəsi $a_w=224$ mm, aparılan çarxın bölgü diametri $d_2=360$ mm olan birpilləli silindrik dişli çarx reduktorunun yastıqlar oturan yerdə gövdə və qapağını birləşdirən boltların diametri hesablanmışdır. Yüklənmədən, yəni reduktorun aparılan valında təsir edən fırlanma momentinin qiymətindən və fluktuasiyasından, eləcə də boltun materialının yükləyici qabiliyyətindən asılı olaraq gövdə-qapaq birləşdirməsinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məsələsinə baxaq. Layihələndirmə nəticəsində reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsi üçün yivinin addımı $P=1,5$ mm və daxili diametri $d_1=10,16$ mm olan M12 ölçülü standart boltlar seçilmişdir. Konstruksiyaya qarşı xüsusi bir tələb olmadığı üçün boltun materialı möhkəmlik sinfi 4.6-ya uyğun olan polad 20 seçilmişdir [58, s. 82]. Yükləyici qabiliyyəti olaraq boltun materialının axıcılıq həddi qəbul edilir. [57, s. 54]-ə əsasən seçilən materialın axıcılıq həddi $\sigma_{ax}=240$ N/mm² qəbul olunur. Beləliklə, seçilən boltun təhlükəli en kəsiyi üzrə yükləyici qabiliyyətinin riyazi gözləməsini aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$\bar{W}_b = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma_{ax} = \frac{3,14 \cdot 10,16^2}{4} \cdot 240 = 19450 \text{ N}.$$

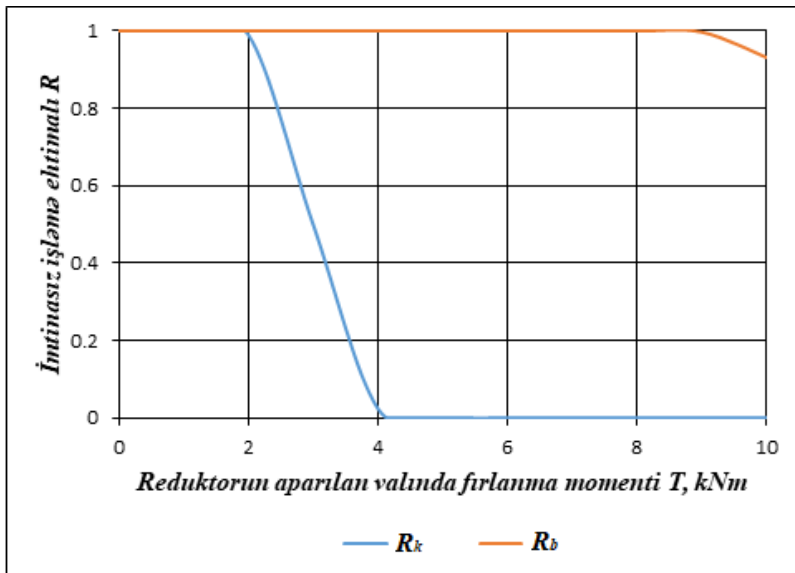
Nominal yüklənmə üçün boltun ilkin çəkilib bağlanma qüvvəsinin riyazi gözləməsini [58, s. 89]-ə əsasən aşağıdakı şəkildə təyin edə bilərik:

$$\bar{F}_0 = \nu(1 - \bar{\chi})\bar{F}_{bn} = 3 \cdot (1 - 0,3) \cdot 1720 = 3612 \text{ N}.$$

Burada v – kipliyə görə ehtiyat əmsalıdır və dəyişən yükləmə üçün $v=3$ qəbul edilmişdir [58, s. 89]; \bar{F}_{bn} – bolta xarici nominal yükləmə zamanı təsir edən qüvvənin riyazi gözləməsidir və $T_2=1000$ Nm nominal momentindən asılı olaraq (4.3.3) ifadəsi əsasında təyin edilmişdir; $\bar{\chi}=0,3$ – xarici qüvvə əmsalının riyazi gözləməsidir.

Dişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsi bütün işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə böyük ehtiyat əmsalı ilə layihələndirildiyi üçün nominal yükləmədə birləşdirmənin imtinaya məruz qalması, demək olar ki, mümkünsüzdür. Bu birləşdirmənin işgörmə qabiliyyətini itirməsi istismar zamanı meydana çıxan təsadüfi artıq yükləmələr və ya zərbələrlə bağlı olur. Ona görə də gövdə-qapaq birləşdirməsinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə etibarlılığının yüklənmədən asılı olaraq qiymətləndirilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir. Bu məqsədlə yuxarıda şərh olunan metodika əsasında baxılan silindrik dişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi aparılmışdır. Bu hesablamalarda yükləmə qabiliyyətinin variasiya əmsalı $V_{wb}=0,05$, bolta təsir edən hesabi və xarici qüvvələrin variasiya əmsalları $V_{Fh}=V_{Fb}=0,07$, boltla yaradılan ilkin gərilmə qüvvəsinin və detallarda yaradılan gərilmə qüvvələrinin variasiya əmsalları $V_{F0}=V_{FD}=0,1$ qəbul olunmuşdur. Alınan nəticələr qrafik 4.3.1-də əks olunmuşdur.

Qrafikdən göründüyü kimi birpilləli silindrik dişli çarx reduktorunun gövdə-qapaq birləşdirməsinin etibarlılığı əsasən kiplik şərti ilə müəyyən olunur. Boltlar böyük ehtiyat əmsalı ilə layihələndirildiyi üçün nominal yükədən dəfələrlə böyük yükləmədə belə onların etibarlıq göstəricisi maksimum qiymət alır. Nominal yükədən təxminən iki dəfə artıq yükləmədə isə kiplik şərtinə görə imtinasız işləmə ehtimalı kəskin aşağı düşür. Kiplik şərtinin pozulması isə yuxarıda qeyd olunduğu kimi ötürmədə və valların dayaqlarında araboşluqlarının yaranmasına səbəb ola bilər. Bu isə son nəticədə səsin və vibrasiyaların yaranmasına, dişli ilişmədə zərbələrin artmasına səbəb ola bilər. Buna görə də gövdə-qapaq birləşdirməsində kipliyin artırılması üçün boltlarda yaradılan ilkin gərilmə qüvvəsinə nəzarət olunması çox vacibdir.



Qrafik 4.3.1. Reduktorun gövdə-qapaq birləşdirməsinin etibarlıq göstəricilərinin ötürülən fırlanma momentindən asılılığı

4.4. Maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində innovativ ötürücü mexanizmlərin tətbiqi

Yeni maşın və avadanlıqların yaradılmasında mühəndis təcrübəsi layihələndirmə mərhələsində etibarlığın yüksəldilməsinin əsas elmi istiqamətlərini və metodlarını müəyyən edir. Layihələndirmə zamanı maşınların və onların intiqal sistemlərinin etibarlığının yüksəldilməsi əsasən aşağıdakı istiqamətlərdə aparılır:

- Konstruksiyanın əsas işçi elementlərinin materiallarının əsaslandırılaraq seçilməsi. İşçi detalın materialı onun avtomatlaşırılmış istehsalının və istismar şərtlərinin tələblərinə cavab verməli, seçilmiş materialın mexaniki xarakteristikaları işçi konstruksiya elementinin əsas işgörmə qabiliyyəti meyarlarına uyğun olmalıdır;
- Detalların həndəsi ölçülərinin əsaslandırılaraq təyin edilməsi. Konstruksiyaların yüklənmiş detalları statik və yorulma möhkəmliyinə, yeyilməyə görə dəqiq hesablanmalıdır. Bu zaman

yükləmələrin dəyişmə xarakteri və xarici təsirlər (temperatur, rütubət, vibrasiyalar) nəzərə alınmalıdır. Lazımı hallarda hesabatlarda dəqiqliyi modellər və sınaq nümunələri üzərində eksperimental yolla yoxlanmalıdır. Gərginliklərin və deformasiyaların hesablama metodlarının və eksperimental tədqiqat metodlarının təkmilləşdirilməsi və inkişaf etdirilməsi etibarlı və qənaətli konstruksiyalar yaradılmasının əsas yollarından biridir;

- Maşın və onu təşkil edən əsas komponentlər mümkün qədər minimal sayda element və detallardan təşkil olunmalıdır. Maşının konstruksiyasında standart detalların geniş istifadəsi etibarlılığın yüksəldilməsi nöqteyi-nəzərindən daha effektivdir;
- Konstruksiyaetmə zamanı düyüm və detalların hazırlanma, montaj və istismar prosesində nəzarət oluna bilməsi imkanının nəzərə alınması. Bunun üçün lazımı nəzarət qurğularından, vizual baxış imkanlarından istifadə edilməlidir;
- Layihələndirmə zamanı konstruktiv elementlərin qoruyucu və signal qurğuları ilə təchiz olunması. Bu cür qurğular təhlükəli qəzaların baş verməsinin qarşısını alır və maşının normal işinin pozulması haqqında qabaqcadan xəbərdarlıq edir. Məsələn, dövrlər sayı və fırlanma momenti məhdudlaşdırıcıları, xəbərdaredici işıq signalları və s.

Qeyd olunan əsas prinsiplər əsasında konstruksiyanın təkmilləşdirilməsi müasir ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının yüksəldilməsində prioritet istiqamətlərdən biridir. Son illər ərzində AzTU-nun “Maşınların konstruksiya edilməsi” (hal-hazırda “Maşın dizaynı və sənaye texnologiyaları”) kafedrasında bu istiqamətdə xeyli tədqiqatlar aparılmış və innovativ layihələr yerinə yetirilmişdir. Təklif olunan yeni konstruktiv icralı ötürücü mexanizmlər öz kompaktlığı, yüksək istismar göstəriciləri və etibarlılığı ilə böyük üstünlüklərə malikdirlər. Konstruksiyanın kompaktlığı təklif olunan paket tipli ötürücü mexanizmlərdə valların sayının azaldılması hesabına əldə olunur. Müxtəlif maşın və avadanlıqların intiqal sistemləri üçün yeni icralı paket reduktorları layihələndirilmiş və patentləşdirilmişdir.

Yeni icralı ötürücü mexanizmlər əvvəlcədən seçilmiş pillələr sayından və ümumi ötürmə ədədindən asılı olaraq, unifikasiya olunmuş dişli çarxlar, iki və ya üçtaclı dişli çarx blokları dəstlərindən ibarət olur.

Aparılan tədqiqat işləri çərçivəsində tırtıllı maşınların intiqal sistemlərinin konstruksiyaları və keyfiyyət göstəriciləri təhlil edilmiş, daha yüksək etibarlılığa və kiçik metal tutumuna malik olan yeni icralı ötürücü mexanizmin kinematik sxemi işlənib hazırlanmışdır.

Tırtıllı maşınlar təkərlər əvəzinə yollarda tırtıllar vasitəsi ilə hərəkət edən bir nəqliyyat vasitəsidir. Təkərli nəqliyyat vasitələri ilə müqayisədə bu maşınların əsas üstünlüyü daha böyük bir sahə ilə təmasda olmalarıdır ki, bu da aşağı təzyiqə imkan verir. Bu, onların palçıq, buz və qar kimi yumşaq, aşağı sürtünməyə malik sahələrdə istismar olunmasına imkan verir. Tırtıllı maşınlar mühəndis qurğularında, kənd təsərrüfatında, inşaatda, yol tikintisində, hərbi texnikada geniş istifadə olunurlar. Tırtıllı maşınların əsas çatışmazlıqlarından biri tırtıllı hərəkətedici mexanizmin təkərlidən daha mürəkkəb bir mexanizm olması, ağır iş şəraiti nəticəsində bir sıra detal və düyünlərin tez sıradan çıxmasıdır.

Qeyd olunan çatışmazlıqları aradan qaldırmaq məqsədi ilə AzTU-nun "Maşınların konstruksiya edilməsi" (hal-hazırda "Mexatronika və maşın dizaynı") kafedrasında tırtıllı maşınlar üçün yeni icralı dönmə mexanizmi təklif olunaraq Avrasiya patenti alınmışdır (əlavə 1). Bu mexanizmdə ikiaxınlı dördpilləli dönmə mexanizmi tətbiq olunmuşdur [33]. Yeni təklif olunan ixtira traktorqayırma sahəsinə aiddir və xüsusi olaraq tırtıllı maşınların mexaniki transmissiyalarında ötürücü dönmə mexanizmi kimi istifadə oluna bilər.

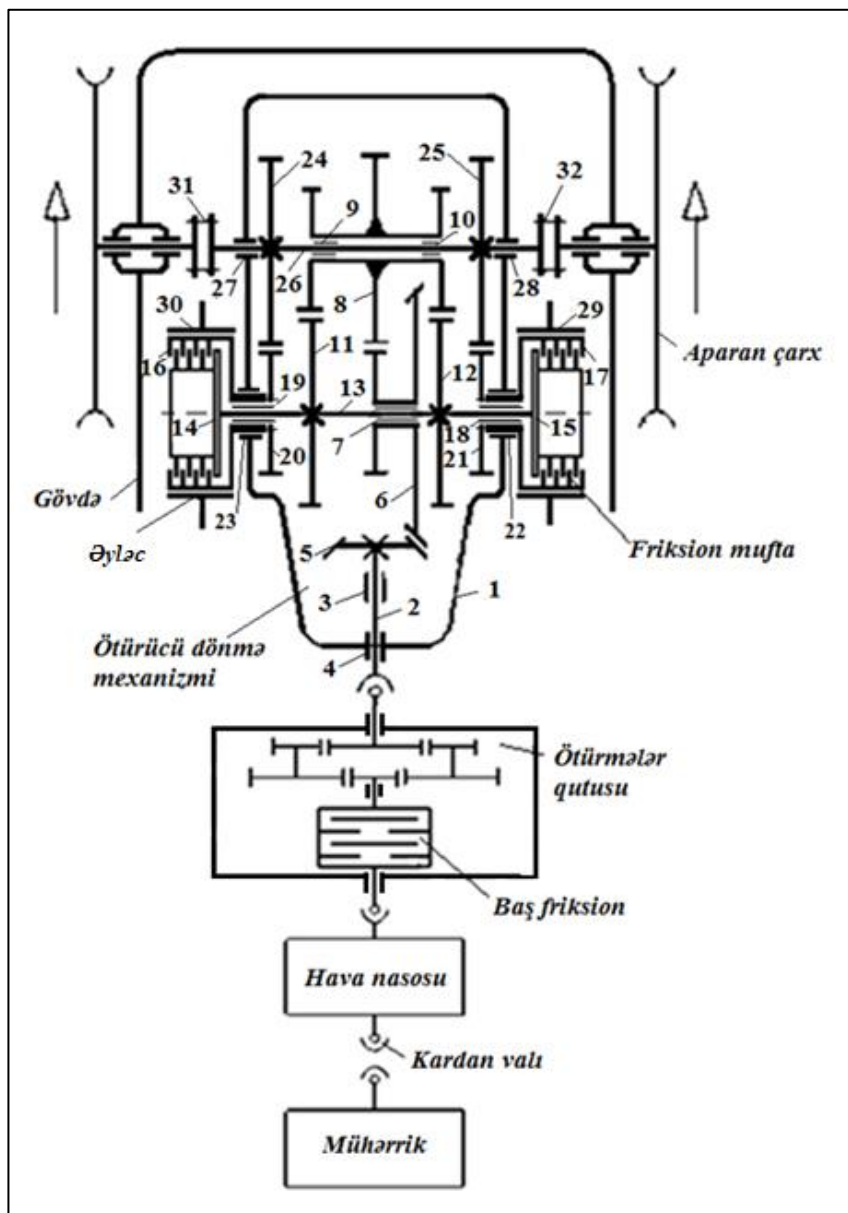
Tırtıllı maşınların mexaniki transmissiyalarında istifadə olunan ötürücü dönmə mexanizmlərinin planetar ötürmənin tətbiqi ilə və eləcə də əsas və yan ötürmə arasında yerləşdirilən friksion dönmə mexanizmindən ibarət konstruksiyaları mövcuddur [105, s. 467]. Planetar ötürməli mövcud ötürücü dönmə mexanizmlərinin əsas çatışmayan cəhətləri konstruksiyanın mürəkkəbliyi və baha başa gəlməsi, etibarlılığının və f.i.ə.-nin az olması, yüksək hazırlanma və quraşdırma dəqiqliyinin tələb olunması, böyük kütlələrin fırlanma nəticəsində titrəyişlərə səbəb olmasıdır. Ənənəvi çoxdiskli friksion muftalı dönmə mexanizmlərinin (yan friksionlar) əsas çatışmayan cəhəti isə ötürmə ədədinin kiçik olması və bununla da transmissiyanın digər aqreqlərinin ötürmə ədədinin kiçildilməsinə imkan verməməsidir.

Təklif olunan konstruksiyaya texniki mahiyyətinə görə yaxın olmaqla, onun prototipi olan ikiaxınlı üçpilləli paket reduktoru mövcuddur [30, s. 6]. Bu mexanizm çərçivədən, gövdədən, ucları ilə birinci iki diyirlənmə

yastığı üzərində gövdədə yerləşdirilmiş aparana valdan, işgil birləşdirməsi vasitəsi ilə aparana vala tərپənməz birləşdirilən və birinci diyirlənmə yastıqlarına nəzərən simmetrik yerləşdirilən aparana çarxdan, dayaqlara nəzərən simmetrik yerləşdirilən aparılan dişli çarxlardan, ikinci iki diyirlənmə yastığında oturan iki içiboş aparılan valın daxilində gövdənin hər iki tərəfində oxa quraşdırılmış birinci sürüşmə yastıqlarından, aparana və aparılan valların gövdədəki yastıq yuvalarından, aparana val üzərində quraşdırılmış ikinci sürüşmə yastıqlarında simmetrik yerləşdirilmiş ikitacılı çarx bloklarından, ox üzərində qurulmuş üçüncü sürüşmə yastıqlarında aparılan dişli çarxlar arasında quraşdırılmış üçtacılı silindrik çarxlar blokundan ibarətdir və burada aparana valın aparana çarxı ikitacılı blokun mərkəzi dişli çarxı ilə, həmin mərkəzi çarxın hər iki tərəfində yerləşən yan çarxlar ikitacılı blokların aparılan çarxları ilə, bu blokların aparana çarxları isə reduktorun aparılan dişli çarxları ilə ilişməyə daxil olurlar (şəkil 4.4.1, b). Lakin ikiiaxınlı üçpilləli paket reduktoru tırtıllı maşınların dönməsinə imkan vermir və bu tip mexaniki sistemlərdə tətbiq oluna bilmir.

Təklif olunan ixtiranın məqsədi tırtılın aparana çarxının valında tələb olunan fırlanma momentini təmin edən ötürücü mexanizmin saxlanması şərti ilə tırtıllı maşınların dönməsinin həyata keçirilməsi və eləcə də konstruksiyanın və xidmətin sadələşdirilməsi, ötürmə ədədinin, etibarlığın, f.i.ə.-nin və texnolojilik göstəricilərinin yüksəldilməsi, çəkinin və qabarit ölçülərin azaldılmasıdır. Qarşıya qoyulan məqsədə çatmaq üçün dördpilləli ikiiaxınlı ötürücü dönmə mexanizmi birpilləli konusvarı dişli çarx ötürməsindən və silindrik dişli çarxlardan ibarət üçpilləli paket reduktorundan təşkil olunmuşdur. Əlavə olaraq aralıq valın uclarında tərپənməz birləşdirilmiş aparana diskləri və həmin valda qurulmuş diyirlənmə yastıqlarında sərbəst fırlanan aparılan diskləri olan iki çoxdiskli friksion mufta da nəzərdə tutulmuşdur. Aparılan valın ucları tırtılın aparana çarxlarının valı ilə muftalar vasitəsi ilə birləşdirilmişdir (şəkil 4.4.2).

Tırtıllı maşınların dördpilləli ikiiaxınlı ötürücü dönmə mexanizminin təklif olunan konstruksiyası hal-hazırda mövcud olan mexanizmlərlə [45, s. 80], [104, s. 480] müqayisədə daha yaxşı hərəkət xarakteristikasına malikdir və ötürmə ədədinin yüksəldilməsinə, beləliklə də intiqal sisteminin digər aqreqatlarının ötürmə ədədinin azaldılmasına və sadələşdirilməsinə imkan verir.



Qeyd olunan üstünlüklərlə bərabər reduktorun əksər dişli çarxları eyni həndəsi ölçülərə malik olduğundan istehsalın texnolojiliyi və unifikasiya təmin olunur, konstruksiyanın hazırlanma və quraşdırılma dəqiqliyinə xüsusi tələblər qoyulmur. Mexaniki sistemdən iki aralıq valın və iki cüt diyirlənmə yastığının ixtisar olunması hesabına ötürücü mexanizmin etibarlılıq dərəcəsi yüksəlir. Dişli çarx bloklarının və uyğun olaraq aralıq və aparılan valların fırlanma istiqamətlərinin eyni olması yastıqların silindrik və yan səthlərində faydalı sürtünmə qüvvəsinin yaranmasına səbəb olur. Bu isə ötürücü dönmə mexanizminin f.i.ə.-nin artmasına və tırtıllı maşınların transmissiyasının texniki səviyyəsinin müasir nümunələr səviyyəsinə yüksəldilməsinə imkan verir.

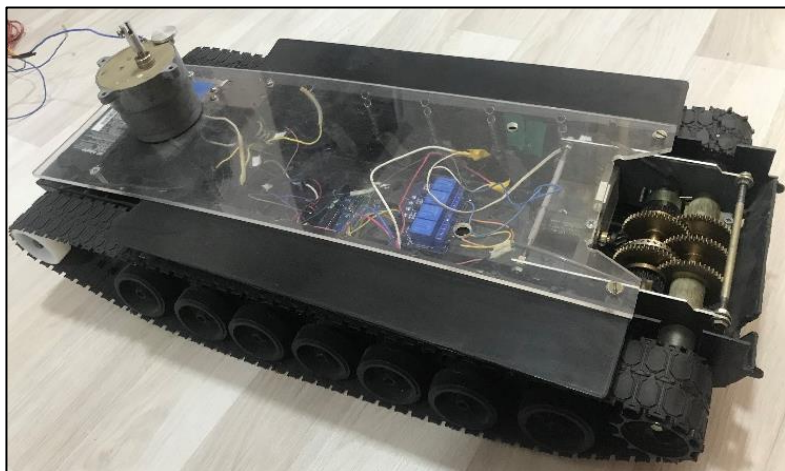
Təklif olunan yeni icralı ötürücü dönmə mexanizmi aşağıdakı hissələrdən ibarətdir (şəkil 4.4.2): gövdə (1), gövdə üzərində birinci iki diyirlənmə yastıqlarında (3, 4) oturdulan aparan val 2, işgil birləşdirməsi vasitəsi ilə aparan vala tərpənməz birləşdirilmiş aparan konusvarı dişli çarx (5), 7 sürüşmə yastığı ilə aralıq val üzərində sərbəst fırlanan, konusvarı və silindrik çarxlardan ibarət olan ikitəclı çarxlar bloku (6), aparılan val üzərində iki ədəd ikinci iynəvarı yastıqlar (9, 10) ilə sərbəst fırlanan üçtəclı silindrik çarxlar bloku (8), işgil birləşdirməsi vasitəsi ilə 13 aralıq valına tərpənməz birləşdirilmiş silindrik dişli çarxlar (11, 12), topları aralıq valın çıxış uclarına tərpənməz bərkidilmiş 14, 15 aparan disklər komplektindən və topları aralıq val üzərində ikinci iki diyirlənmə yastıqlarında sərbəst fırlanan 16, 17 aparılan disklər komplektindən təşkil olunmuş çoxdiskli friksion muftalar, aralıq val üçün dayaq rolu oynayan iki birinci iynəvarı diyirlənmə yastıqları 18, 19, friksion muftanın aparılan disklərinin toplarına boltlarla tərpənməz bərkidilmiş silindrik dişli çarxlar (20, 21), gövdə üzərində yerləşdirilən və friksion muftanın aparılan disklərinin sərbəst fırlanmasını təmin edən ikinci iki diyirlənmə yastıqları (22, 23), şlis birləşdirməsi vasitəsi ilə 26 aparılan vala birləşdirilmiş silindrik dişli çarxlar (24, 25), gövdə üzərində yerləşdirilən və aparılan valın sərbəst fırlanmasını təmin edən üçüncü iki diyirlənmə yastıqları (27, 28), tormoz lentləri (29, 30), reduktorun aparılan valının tırtılın aparan çarxının valı ilə birləşdirilməsini təmin edən muftalar (31, 32).

Yeni icralı dördpilləli ikiiaxınlı ötürücü dönmə mexanizmin iş prinsipi aşağıdakı kimidir: 1 gövdəsində yerləşdirilmiş 3 və 4 diyirlənmə yastıqları üzərində sərbəst fırlanan 2 aparan valından hərəkət işgil

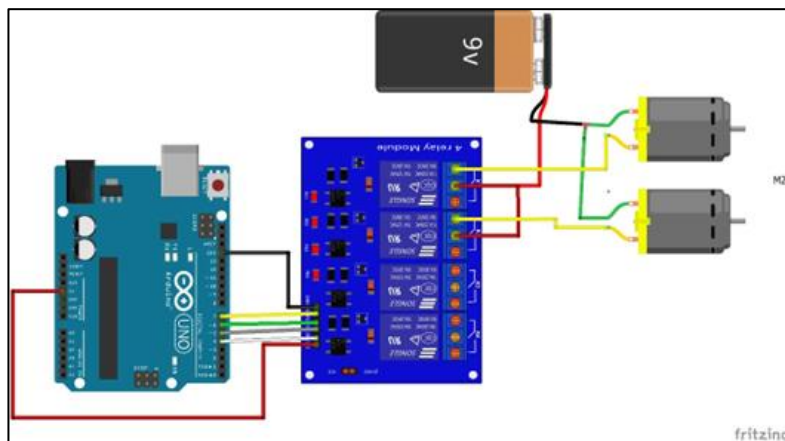
birdləşdirməsi vasitəsi ilə 5 konusvarı çarxına, buradan ikitəclı blokun aparılan konusvarı çarxına, 6 ikitəclı blokunun silindrik çarxından isə 8 üçtəclı blokunun mərkəzi çarxına ötürülür. Hərəkət aparılan val üzərində 9 və 10 iynəvarı diyirlənmə yastıqları vasitəsi ilə sərbəst fırlanan üçtəclı çarxlar blokundan 11, 12 silindrik dişli çarxları ilə 13 aralıq valına, bu valdan isə 14, 15 aparın disklərindən və 18, 19 iynəvarı diyirlənmə yastıqlarında və 22, 23 kürəcikli diyirlənmə yastıqlarında sərbəst fırlanan 16, 17 aparılan disklərindən ibarət olan çoxdiskli muftaya verilir. Çoxdiskli muftanın topuna boltlarla tərpnəmz bərkidilmiş 20, 21 silindrik çarxları vasitəsi ilə hərəkət, 24, 25 silindrik çarxları vasitəsi ilə 26 aparılan valına ötürülür. Gövdədə yerləşdirilən 27 və 28 diyirlənmə yastıqlarının üzərində sərbəst fırlanan aparılan valdan hərəkət 29, 30 tormoz lentlərinin işə salınmadığı halda 31 və 32 muftaları vasitəsi ilə tırtılın aparın çarxına ötürülür. Düzünə hərəkət zamanı hər iki friksion mufta işlək vəziyyətdə, tormoz lentləri isə qeyri-işlək vəziyyətdə olur. Hər hansı bir istiqamətdə dönmənin həyata keçirilməsi üçün həmin istiqamətdə yerləşən friksion muftanın disklərinin bir-birindən aralanmasını və ona məxsus tormozun işə salınmasını həyata keçirmək tələb olunur. Təklif olunan innovativ konstruksiyanın işləmə qabiliyyətinin yoxlanması məqsədi ilə tırtıllı maşınların dördpilləli ikiaxınlı ötürücü dönmə mexanizminin laboratoriya nümunəsi layihələndirilmiş, hazırlanmış və sınaqdan keçirilmişdir.

Tırtıllı maşının innovativ intiqalla təchiz edilmiş yeni modelinin idarə olunmasında arduino texnologiyasından istifadə edilmişdir. Şəkil 4.4.3-də robotun ümumi görünüşü göstərilmişdir. Tırtıllı mobil robot aşağıdakı əsas elementlərdən təşkil olunmuşdur: 1. DC mühərriki; 2. relelər; 3. elektromaqnit muftalar; 4. ötürücü mexanizm; 5. reduktor; 6. AVR mikrokontrollerləri; 7. Arduino HC-05 Bluetooth modulu; 8. LM7805 gərginlik tənzimləyicisi.

Mühərriklər lazımi mexaniki güc və hərəkəti təmin etməklə mobil robotların işində mühüm rol oynayır. Təqdim olunan tırtıllı mobil robotda istifadə edilən mühərrik robotun ölçüsü, çəkisi, tələb olunan fırlanma momenti və arzu olunan sürət kimi amillərdən asılı olaraq müəyyən edilmişdir. Relelər müxtəlif qoşulma sxemlərinə malik ola bilər, lakin ən geniş yayılmış sxemlərindən biri "2 mufta birləşmə" sxemidir. Şəkil 4.4.4-də arduino siqnalı əsasında relelər vasitəsi ilə muftaların idarə olunması sxemi əks olunmuşdur.

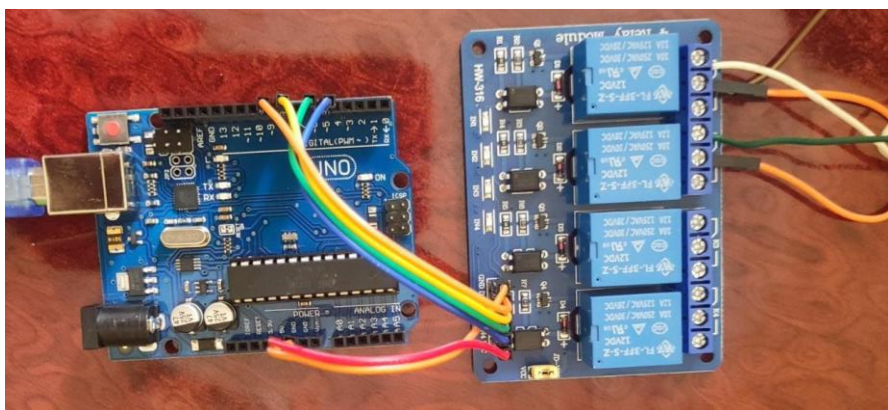


Şəkil 4.4.3. İnnovativ intiqallı tırtıllı mobil robotun ümumi görünüşü

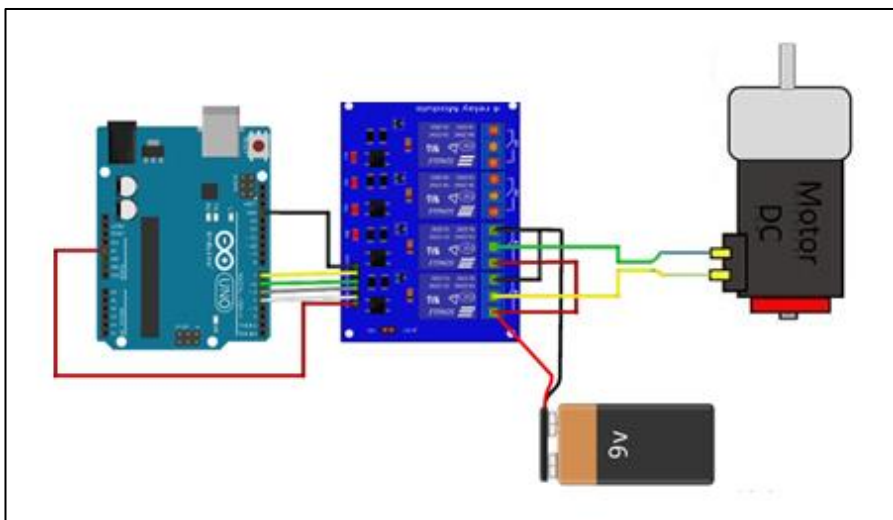


Şəkil 4.4.4. Arduino signalı əsasında relelər vasitəsi ilə muftaların idarə olunması sxemi

Şəkil 4.4.4-də göstərilmiş sxemdə, iki ayrı muftanın dövrələri bir-birinə bağlanır və rele vasitəsilə nəzarət olunur. Şəkil 4.4.5-də arduino ilə dördlü rele modununun birləşməsi, şəkil 4.4.6-da isə arduino və relelər vasitəsi ilə DC mühərrikinin idarə olunması sxemləri əks olunmuşdur. Şəkil 4.4.7-də arduino və bluetooth HC-05 modulunun birləşməsi sxemi təsvir olunmuşdur.

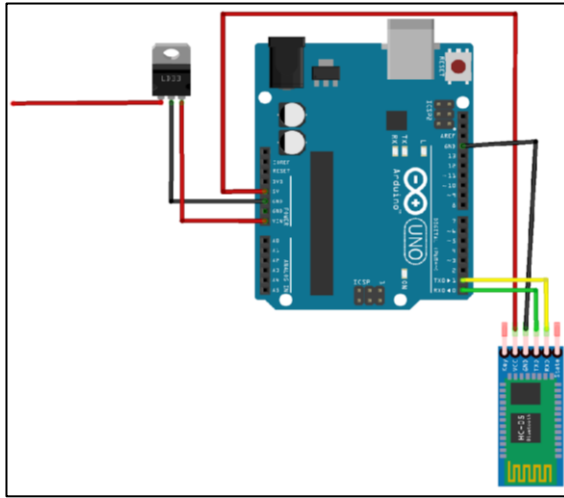


Şəkil 4.4.5. Arduino ilə dördlü rele modulunun birləşməsi

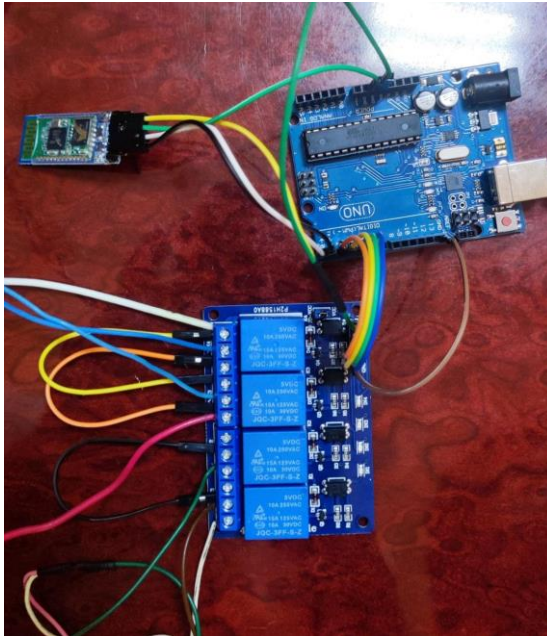


*Şəkil 4.4.6. Arduino və relelər vasitəsi ilə
DC mühərrikinin idarə olunması*

HC-05 modulu, Bluetooth 2.0 standartını dəstəkləyir və ardıcıl əlaqələndirmə protokoluna (UART) malikdir. Arduino Uno ilə HC-05 modulunu birləşdirmək üçün bağlantılar tərtib etmək lazım gəlir. Bu bağlantılar arasında VCC (güc), GND (torpaq), TX (məlumat göndərmə) və RX (məlumat alma) pinləri istifadə olunurlar (şəkil 4.4.8).



Şəkil 4.4.7. Arduino və bluetooth HC-05 modulunun birləşməsi sxemi

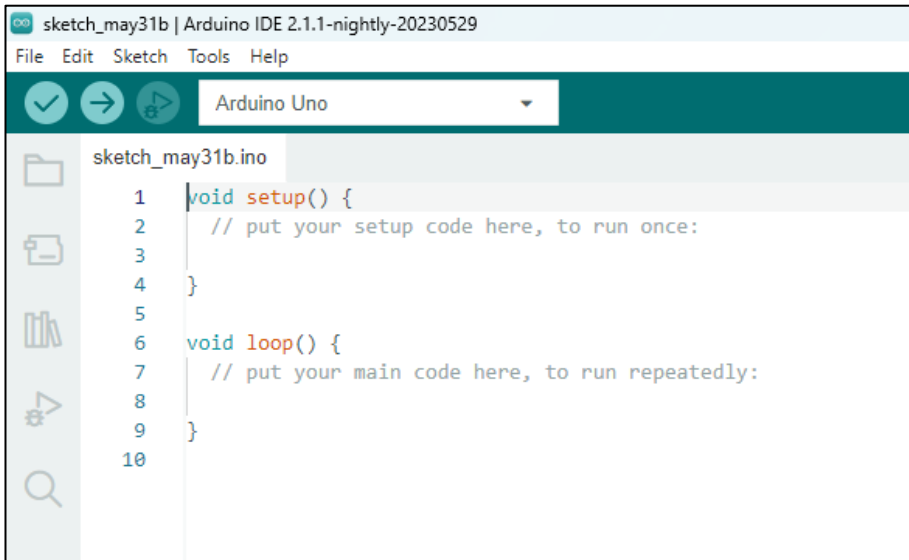


Şəkil 4.4.8. Arduino, dördlü rele modulu və bluetooth modulunun birləşməsi sxemi

Şəkil 4.4.8-də göstərildiyi kimi Arduino Uno'nun 5V pinini HC-05 modulunun VCC pininə birləşdirilir. Bu, modulun normal işləməsi üçün tələb olunan gücü təmin edir. Eyni şəkildə, Arduino Uno'nun GND pinini HC-05 modulunun GND pininə bağlamaqla, onların arasında ortaq bir torpaq bağlantısı yaradılır. TX və RX pinləri, Arduino Uno və HC-05 modulu arasında ardıcıl birləşdirilməni təmin edir. Arduino Unonun TX pini, HC-05 modulunun RX pininə birləşdirilir. Arduino Unonun RX pini isə, HC-05 modulunun TX pininə birləşdirilir. Bu birləşdirmələr, Arduino və HC-05 modulları arasında informasiya mübadiləsinə imkan yaradır.

Bağlantılar yaradıldıqdan sonra, arduinoya kodu yazaraq HC-05 modulu ilə əlaqə qurulur. Arduino Unonun ardıcıl əlaqələndirmə xüsusiyyətindən istifadə edərək, HC-05 moduluna informasiya göndərilir. Bu yolla, arduino texnologiyası əsasında tırtıllı mobil robotun idarə edilməsi bir smartfon, kompüter və ya başqa bir bluetooth cihazı ilə simsiz olaraq həyata keçirilə bilər.

Arduino əsasında idarəetmə sistemi üçün program təminatının qurulması. Şəkil 4.4.9-da arduino interfeysinin görünüşü təsvir olunmuşdur.



Şəkil 4.4.9. *Arduino interfeysinin görünüşü*

Şəkil 4.4.9-da əks olunan `void setup()` funksiyası Arduinoda başlanğıc parametrlərini təyin etmək üçün istifadə olunan xüsusi bir funksiyadır. Bu funksiya, Arduino işə düşdüyü zaman yalnız bir dəfə istifadə olunur. Həmin `void setup()` funksiyası əsasən aşağıdakı kimi istifadə olunur:

```
void setup() {  
    // Başlanğıc parametrlər burada təyin olunur  
    // Pin modları təyin olunur  
    // Giriş/çıxış parametrləri sazlanır  
    // Əlaqə protokollarının başlanması kimi proseslər həyata keçirilir  
}
```

Bu funksiya, arduinonun başlanğıc proseslərini icra etmək üçün istifadə edilir. Məsələn, istifadə ediləcək rəqəmsal və analoq pinlərin giriş və ya çıxış olaraq təyin edilməsi, ardıcıl şəkildə əlaqənin sürətinin təyin edilməsi və ya digər başlanğıc parametrlərinin təyin edilməsi kimi proseslər bu funksiya daxildir.

Digər funksiya - `setup()` funksiyası, Arduinoda digər kodları icra etmədən əvvəl bu funksiya başlanğıc parametrləri təyin edir.

Növbəti `void loop()` funksiyası Arduinoda davamlı işləyən bir dövriyyədir. Bu funksiya, arduinonun gücü açıldıqdan və `setup()` funksiyası tamamlandıqdan sonra işə salınır və Arduino söndürülənə qədər dayanmadan təkrarlanır.

`void loop()` funksiyası əsasən aşağıdakı kimi istifadə olunur:

```
````arduino  
void loop() {
 // Davamlı təkrarlanan kodlar burada yer alır
 // Sensor oxumaları həyata keçirilir
 // Məlumatlar işlənir
 // Girişlərə uyğun cavablar yaradılır
 // Çıxışlar yenilənir
 // Digər tapşırıqlar yerinə yetirilir
}
```

Bu funksiya, arduinonun davamlı şəkildə işləyən və təkrarlanan proseslərini əhatə edir. Məsələn, sensorlardan məlumat oxumaq, oxunan informasiyaları emal etmək, girişlərə uyğun cavablar yaratmaq, çıxışları

yeniləmək və digər tapşırıqları həyata keçirmək kimi proseslər `void loop()` funksiyası daxilində yer alır.

Arduinoda `void loop()` funksiyası sonsuz bir dövrü funksiya kimi işləyərək, davamlı şəkildə müəyyən tapşırıqları həyata keçirir və cari vəziyyətə nəzarət edir. Məsələn, bir sensordən davamlı informasiya oxuyaraq müəyyən bir hədd qiyməti üzərində cavab vermək və ya müəyyən bir zaman intervalında bəzi tapşırıqları təkrarlamaq kimi halları `void loop()` funksiyası daxilində kodlaşdırmaq mümkündür. Şəkil 4.4.10-da pinlərin arduinoya tanıtılması əks olunmuşdur.



*Şəkil 4.4.10. Pinlərin arduinoya tanıtılması*

Yuxarıdakı kod hissəsi, arduinoda istifadə olunan dəyişənləri və sabitləri təyin edir. İstifadə olunan hissələr aşağıdakı kimi izah edilir:

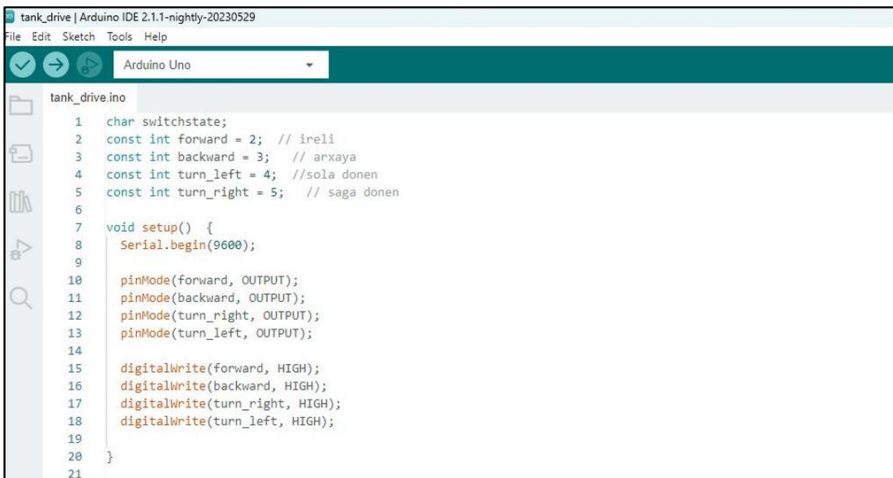
- `switchstate` dəyişəni, char (simvol) verilənlərin tipində təyin edilmiş bir dəyişəndir. Bu dəyişən, ümumilikdə bir açarın vəziyyətini təmsil etmək üçün istifadə olunur. Məsələn, bir düyməyə basılma vəziyyətini izləmək üçün istifadə edilə bilər.
- `forward`, `backward`, `turn\_right` və `turn\_left` sabitləri, hər biri müvafiq olaraq 2, 3, 4 və 5 nömrəli rəqəmsal pinlərə daxil edilmişdir. Bu sabitlər, əlaqəli əməliyyatlarda istifadə olunan pin nömrələrini təmsil

edir. Məsələn, bir mühərrikin irəli, geri, sağa və ya sola dönməsi kimi əməliyyatlarda bu pin nömrələri istifadə edilir.

Bu təyin olunmalar, arduino proqramının müəyyən bir funksionalığını həyata keçirmək üçün istifadə olunan dəyişənləri və sabitləri təyin etmək üçün edilib. Bu kod hissəsi daha geniş bir arduino proqramının bir hissəsi kimi istifadə oluna bilər. Aşağıda `forward`, `backward`, `turn\_right` və `turn\_left` sabitlərinin arduinoya tanıdılması əks olunmuşdur:

```
11 void setup() {
12 Serial.begin(9600);
13
14 pinMode(forward, OUTPUT);
15 pinMode(backward, OUTPUT);
16 pinMode(turn_right, OUTPUT);
17 pinMode(turn_left, OUTPUT);
18 }
19
```

Şəkil 4.4.11-də arduinoda void setup() funksiyasının işlənməsi interfeysi əks olunmuşdur.



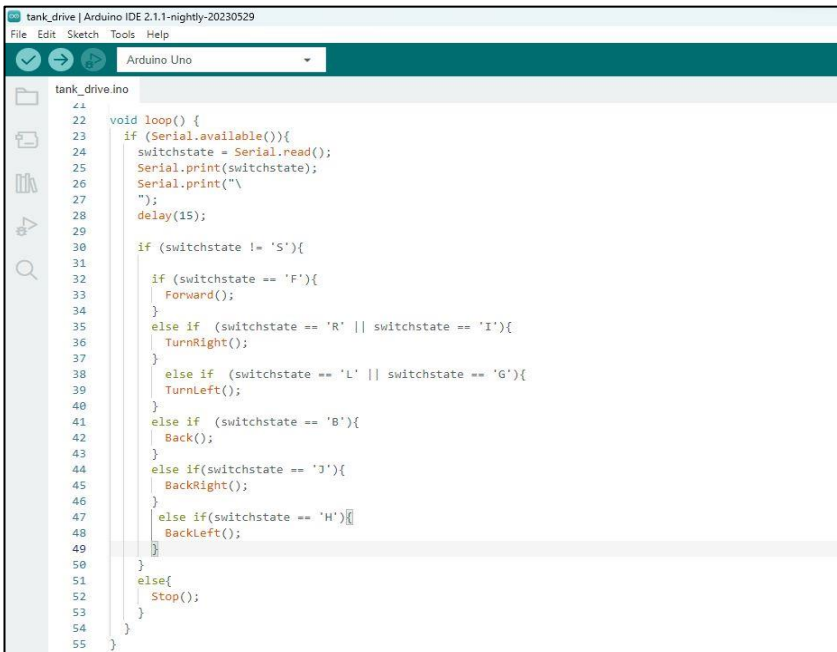
Şəkil 4.4.11. Arduinoda void setup() funksiyasının işlənməsi interfeysi

Şəkil 4.4.12-də Bluetooth ve Ardunio arasında əlaqənin qurulması əks olunmuşdur.

Yuxarıda qeyd edilən kod hissəsi, arduinoda `void setup()` funksiyasının bir hissəsini özündə əks etdirir. Digər hissələrin izahları aşağıda əks olunmuşdur:

- `Serial.begin(9600);` ifadəsi, ardıcıl əlaqəni başlamaq üçün istifadə olunur. Bu halda, arduinonun ardıcıl əlaqə sürəti 9600 baud olaraq təyin edilmişdir. Bunun sayəsində arduino ilə kompüter və ya digər cihaz arasında ardıcıl şəkildə əlaqə qurula bilər.

- `pinMode( forward, OUTPUT);`, `pinMode(backward, OUTPUT);`, `pinMode(turn\_right, OUTPUT);` və `pinMode(turn\_left, OUTPUT);` ifadələri, müvafiq pinlərin çıxış rejimində olduğunu göstərir. Bu ifadələr, arduinonun irəli, geri, sağa və sola qayıdışı kimi çıxış əməliyyatlarını icra etmək üçün istifadə olunan pinləri müəyyən edir.



```
22 void loop() {
23 if (Serial.available()){
24 switchstate = Serial.read();
25 Serial.print(switchstate);
26 Serial.print("\n");
27 delay(15);
28
29 if (switchstate != 'S'){
30
31 if (switchstate == 'F'){
32 Forward();
33 }
34 else if (switchstate == 'R' || switchstate == 'I'){
35 TurnRight();
36 }
37 else if (switchstate == 'L' || switchstate == 'G'){
38 TurnLeft();
39 }
40 else if (switchstate == 'B'){
41 Back();
42 }
43 else if(switchstate == 'J'){
44 BackRight();
45 }
46 else if(switchstate == 'H'){
47 BackLeft();
48 }
49 }
50 }
51 else{
52 Stop();
53 }
54 }
55 }
```

**Şəkil 4.4.12.** Bluetooth ve Ardunio arasında əlaqənin qurulması



Bu sətirlər yuxarıda göstərilən dörd çıxış pininin əvvəlcədən təyin olunan vəziyyətini müəyyən edir. Bu halda, bütün pinlər `HIGH` (Yüksək) olaraq təyin olunur, bu da aktivləşdikdə yüksək gərginlik səviyyəsini təmin edir. Bu, texniki qurğu dizaynına və pinlərə bağlı komponentlərə görə dəyişə bilər. Ümumiyyətlə, bu kod ardıcıl əlaqəni tənzimləyir və hərəkətin istiqamətini tənzimləmək üçün göstərilən pinlərin rejimini və əvvəlcədən təyin olunan vəziyyətlərini təyin edir.

```
if (Serial.available()){
 ...
```

Bu sətir ardıcıl bağlantıda məlumatın mövcud olub-olmadığını yoxlayır. Arduino üzərindən ardıcıl əlaqə ilə hər hansı bir məlumat göndərilib-göndərilmədiyini yoxlayır.

```
...
```

```
switchstate = Serial.read();
...
```

Bu sətir ardıcıl şəkildə məlumat buferindən bir simvol oxuyur və onu `switchstate` adlı dəyişənə mənimsədir. Bu, Arduino-ya seri əlaqə vasitəsilə göndərilən məlumatı alır.

```
...
```

```
Serial.print(switchstate);
Serial.print("\n");
...
```

Bu sətirlər `switchstate` dəyişənin qiymətini ardıcıl olaraq monitora çap edir. Ardıcıl əlaqədən alınan simvolu göstərir. `"\n"` simvolu yeni sətir simvoludur və simvoldan sonra yeni sətirə keçid əlavə edir.

```
...
```

```
delay(15);
...
```

Bu sətir 15 millisekund təxirə salmaq üçün kiçik bir gecikmə əlavə edir. Ardıcıl olaraq ard-arda çox tez oxumaqdan qorunmaq üçün icranı qısa müddətə dayandırır.

Kod daha sonra `if` və `else if` ifadələri ilə `switchstate` dəyişənin qiymətini müəyyənləşdirir və qiymətə əsaslanan əməliyyatları icra edir. Məsələn:

- Əgər `switchstate` 'S' simvoluna bərabər deyilsə, kod müxtəlif halları yoxlayır:

- Əgər `switchstate` 'F' simvoluna bərabədirsə, `Forward()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'R' və ya 'T' simvoluna bərabədirsə, `TurnRight()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'L' və ya 'G' simvoluna bərabədirsə, `TurnLeft()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'B' simvoluna bərabədirsə, `Back()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'J' simvoluna bərabədirsə, `BackRight()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'H' simvoluna bərabədirsə, `BackLeft()` funksiyasını çağırır.
- Əgər `switchstate` 'S' simvoluna bərabədirsə, `Stop()` funksiyasını çağırır.

Bu kod əsasən ardıcıl əlaqədən simvolları oxuyur, onları təhlil edir və alınan simvola görə müvafiq əməliyyatları icra edir. Əməliyyatlar `Forward()`, `TurnRight()`, `TurnLeft()`, `Back()`, `BackRight()`, `BackLeft()` və `Stop()` funksiyalarının tərtibatına bağlı olaraq dəyişə bilər.

Şəkil 4.4.13-də irəli, geri, sağa, sola dönmə funksiyalarının proqrama tanıtılması əks olunmuşdur.

...

```
void Forward(){
 digitalWrite(forward, LOW);
 digitalWrite(backward, HIGH);
 digitalWrite(turn_right, HIGH);
 digitalWrite(turn_left, HIGH);
}
```

...

Bu funksiya, irəli getmək üçün istifadə edilir. İrəli gedə bilmək üçün `forward` pinini aşağı (LOW) vəziyyətinə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətinə qoyur.

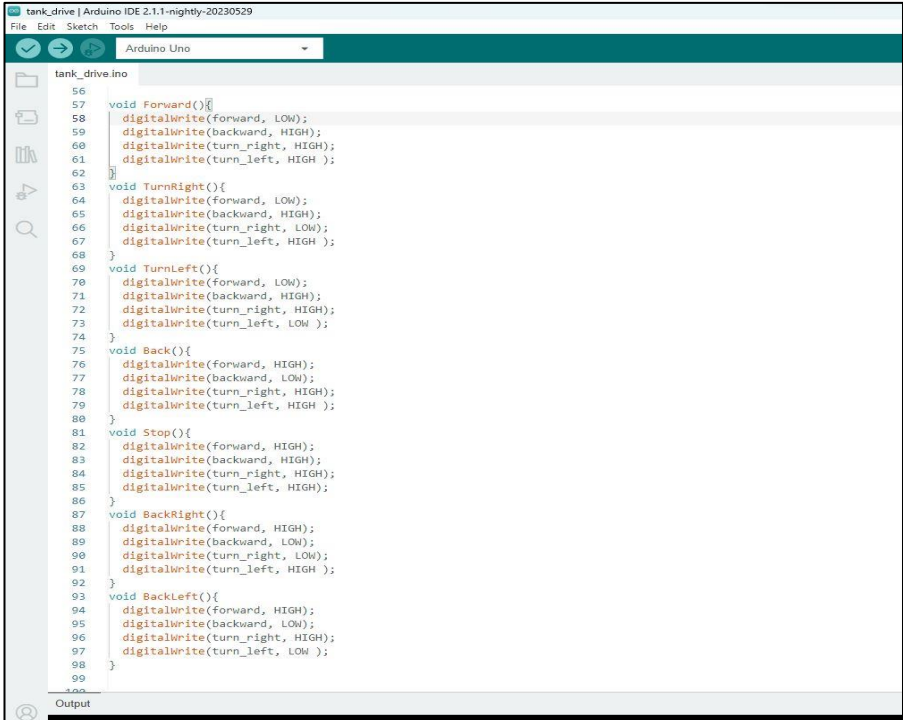
...

```
void TurnRight(){
 digitalWrite(forward, LOW);
 digitalWrite(backward, HIGH);
```

```

digitalWrite(turn_right, LOW);
digitalWrite(turn_left, HIGH);
}
...

```



*Şəkil 4.4.13. İrəli, geri, sağa, sola dönmə funksiyalarının proqrama tanıtılması*

Bu funksiya sağa dönməni təmsil edir. Sağa dönmək üçün `turn\_right` pinini aşağı (LOW) vəziyyətinə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətinə gətirir.

...

```

void TurnLeft(){
 digitalWrite(forward, LOW);
 digitalWrite(backward, HIGH);
}

```

```
digitalWrite(turn_right, HIGH);
digitalWrite(turn_left, LOW);
}
...
```

Bu funksiya, sola dönməni təmsil edir. Sola dönmək üçün `turn\_left` pinini aşağı (LOW) vəziyyətinə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətinə gətirir.

```
...
void Back(){
digitalWrite(forward, HIGH);
digitalWrite(backward, LOW);
digitalWrite(turn_right, HIGH);
digitalWrite(turn_left, HIGH);
}
...
```

Bu funksiya, geriye hərəkəti təmsil edir. Geriyə çəkilmək üçün `backward` pinini aşağı (LOW) vəziyyətinə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətinə gətirir.

```
...
void Stop(){
digitalWrite(forward, HIGH);
digitalWrite(backward, HIGH);
digitalWrite(turn_right, HIGH);
digitalWrite(turn_left, HIGH);
}
...
```

Bu funksiya, dayanmağı təmsil edir. Bütün pinləri yuxarı (HIGH) vəziyyətə gətirərək mühəriri dayandırır.

```
...
void BackRight(){
digitalWrite(forward, HIGH);
digitalWrite(backward, LOW);
digitalWrite(turn_right, LOW);
digitalWrite(turn_left, HIGH);
}
...
```

Bu funksiya, sağa geri dönməni təmsil edir. Sağa geri dönmək üçün `turn\_right` və `backward` pinlərini aşağı (LOW) vəziyyətinə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətə gətirir.

```
void BackLeft(){
 digitalWrite(forward, HIGH);
 digitalWrite(backward, LOW);
 digitalWrite(turn_right, HIGH);
 digitalWrite(turn_left, LOW);
}
```

Bu funksiya, sola geri dönməni təmsil edir. Sola geri dönmək üçün `turn\_left` və `backward` pinlərini aşağı (LOW) vəziyyətə, digər pinləri isə yuxarı (HIGH) vəziyyətinə gətirir.

Bu funksiyalar, irəli, geri, sağa, sola və müxtəlif kombinasiyalarda hərəkət etmək üçün istifadə olunan mühərrikə nəzarət əməliyyatlarını icra edir. Hər bir funksiya, uyğun çıxış pinlərini müəyyən bir kombinasiya ilə təyin edərək mühərrikin hərəkətinə nəzarət edir. Bu kod içərisində `forward`, `backward`, `turn\_right` və `turn\_left` kimi terminlərin, bu pinlərə təyin olunmuş pin nömrələri və ya dəyişənlər olduğunu bildirir.

Tırtıllı mobil robotun yeni yaradılmış modelinin ilkin qiymətləndirmənin nəticələrinə əsasən aşağıdakılar müəyyən edilmişdir:

- dördpilləli ikiaxınlı ötürücü dönmə mexanizminin yeni konstruktiv həlli normal işləyir və öz funksional vəzifəsini yerinə yetirir;
- f.i.ə.-nin artması hesabına yanacaq sərfi azalır;
- intiqal sisteminin qabarit-kütlə xarakteristikaları azalır;
- ötürücü dönmə mexanizminin eni boyunca dişli çarxların artırılması hesabına ötürmə ədədinin artırılması mümkündür;
- böyük fırlanma kütlələrinin təsiri ilə burulma rəqslərinin yaranmasının qarşısı alınır;
- mobil robotun idarəetmə sisteminin arduino texnologiyası əsasında həyata keçirilməsi yüksək etibarlılığa malikdir.

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin layihələndirmə mərhələsində etibarlıq analizi əsasında aşağıdakı nəticələrə gəlmək olar:

1. Layihələndirmə mərhələsində ötürücü mexanizmin elementlərinin əsas işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə ehtiyat

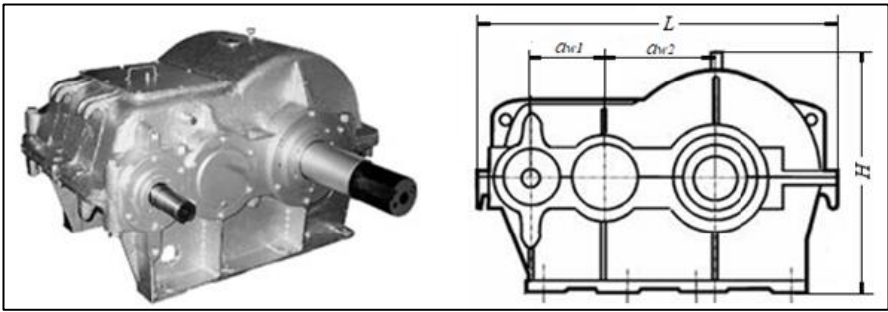
əmsalının düzgün seçilməsi həm etibarlıq, həm də iqtisadilik baxımından böyük əhəmiyyət daşıyır;

2. Ötürmə sistemlərinin standart detal və düyünlərin etibarlılığının yüksəldilməsində yüklənmə rejimlərinin dəqiq nəzərə alınması, standart ölçülərin düzgün seçilməsi, istismar qaydalarına riayət olunması mühüm rol oynayır;
3. Hesabatlar nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki, silindrik və konusvari çarx ötürməsinin aparan çarxında əyilmə gərginlikləri nəticəsində sıradan çıxma ehtimalı daha yüksəkdir. Bu, həmin çarxın materialının səthi bərkliyinin yüksək olması ilə əlaqədardır. Aparılan dişli çarxda isə kontakt gərginlikləri nəticəsində sıradan çıxma ehtimalı yüksək olmuşdur;
4. Reduktorların gövdə və qapağı arasında kipliyn pozulması dişli ilişmədə araboşluğun, səsin və zərbələrin yaranmasına, dişlərdə yüklənmənin artmasına və bir çox hallarda onların sıradan çıxmasına səbəb ola bilər;
5. Tırtıllı maşınların intiqal sistemi üçün təklif olunaraq patentləşdirilən yeni icralı dördpilləli ikiiaxınlı dönmə mexanizmi öz yığcamlığına, yüksək f.i.ə.-na və etibarlılığına görə böyük üstünlüklərə malikdir.

#### **4.5. İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun optimallaşdırılması**

İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorları sənayenin bir çox sahələrində geniş tətbiq edirlər. Bu, onların böyük etibarlığa və uzunömürlüyə, yüksək f.i.ə.-na malik olmaları, unifikasiya dərəcəsinin yüksək olması ilə əlaqədardır. Neftçıxarma sənayesinin avadanlıqlarında istifadə olunan ikipilləli silindrik dişli çarx reduktorlarından biri şəkil 4.5.1-də əks olunmuşdur [70, s. 36].

Çoxpilləli reduktorların optimal layihələndirilməsinin əsas məsələlərindən biri ümumi ötürmə ədədinin pillələr arasında rəşional bölüşdürülməsidir. Optimallaşdırılma parametri kimi, bir qayda olaraq reduktorun kütləsi, aparılan valdakı burucu moment, qabarit ölçüləri, dişli çarxların eyni möhkəmliyə malik olması şərti və ya ümumi faydalı iş əmsalı qəbul edilə bilər. Optimallaşdırma parametri reduktorun təyinatından, iş şəraitindən, komponovka sxemindən və başqa amillərdən asılı olaraq seçilə bilər.



**Şəkil 4.5.1.** İkipilləli silindrik dişli çarx reduktoru

Dişli çarx reduktorlarının optimallaşdırılması məsələsi hal-hazırda da aktualdır və bu məsələ ilə bağlı kifayət qədər tədqiqatlar aparılır. [55]-də müxtəlif tipli (tuşoxlu, açıq, qoşalaşmış və s.) ikipilləli silindrik dişli çarx reduktorlarının ümumi ötürmə ədədinin bölüşdürülməsində optimallaşdırma parametrləri kimi minimal kütlə, bərabər möhkəmlik və kiçik qabarit əsas götürülmüşdür.

Bəzi hallarda texniki qurğuların hərəkət çevikliyinin yüksək, yeyinlənmə və tormozlanma vaxtının isə kiçik olması əsas rol oynayır. Bəzi məsul intiqallarda, məsələn, mühüm hərbi və sənaye əhəmiyyətli müəssisələrin qorunmasında tətbiq edilən hava hücumundan müdafiə qurğularının radarlarının dönmə mexanizmlərində hərəkət çevikliyinin yüksək olması mühüm əhəmiyyət kəsb edir. Bu zaman radar fırlanma hərəkətini daha tez icra etməyə başlayacaq və bununla da mümkün təhlükə obyektini (təyyarə, helikopter və ya raket) daha tez izləməyə başlayacaqdır. Hərəkət çevikliyinin artırılması isə bütün mexanizmin mühərrik valına gətirilmiş ətalət momentinin azaldılması yolu ilə əldə oluna bilər. Bir sıra texnoloji maşın və qurğularda kütlənin və qabarit ölçülərin minimal olması ilə yanaşı hərəkət çevikliyinin yüksək olması xüsusi əhəmiyyətə malik ola bilər. Ona görə də təqdim olunan məqalədə ikipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun ümumi ötürmə nisbətinin pillələr arasında rəşional paylanması yolu ilə reduktorun yüksək hərəkət çevikliyinin və minimal kütləsinin əldə edilməsi məsələsinə baxılmışdır.

**Hərəkət çevikliyinə görə optimallaşdırma.** Mexanizmin gətirilmiş kütləsi (onun ətalətlilik ölçüsü) şərti olaraq gətirilmə bəndinə aid edilir. Bu, adətən aparan bənd olur. Bu parametr, mexanizmin hərəkət sürətinin hər hansı dəyişməsinə müqavimət göstərmək qabiliyyətini əks etdirir..

Gətirilmiş kütlə elə bir hesabi kütlədir ki, gətirilmə bəndinin hər hansı bir nöqtəsinə tətbiq olunmaqla bütün mexanizmin kinetik enerjisinə bərabər enerjiyə malik olur. Köniq teoreminə əsasən [111] bərk cismin kinetik enerjisi:

$$K = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_S \cdot \omega^2}{2}, \quad (4.5.1)$$

burada  $m$  – cismin kütləsi;  $v$  – kütlə mərkəzinin mütləq sürəti;  $J_S$  – kütlə mərkəzinə ( $S$ ) nəzərən cismin ətalət momenti;  $\omega$  – cismin bucaq sürətidir.

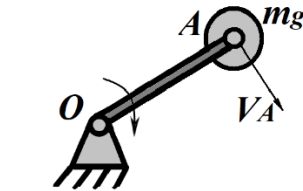
$n$  sayda elementdən ibarət yastı mexanizmin tam kinetik enerjisi:

$$K_m = \sum_{j=1}^{n-1} K_j = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n-1} (m_j \cdot v_{sj}^2 + J_{sj} \cdot \omega_j^2). \quad (4.5.2)$$

Bu mexanizmdə bir element (dayaq bəndi) hərəkətsiz olduğu üçün cəmləmənin yuxarı həddi  $(n-1)$  olur. Gətirilmiş kütləsi ( $m_g$ )  $A$  nöqtəsində toplanmış gətirilmə bəndinin kinetik enerjisi (Şəkil 4.5.2):

$$K_g = \frac{m_g \cdot v^2}{2}, \quad (3)$$

burada  $v=v_A$  –  $A$  nöqtəsinin sürətidir.



Şəkil 4.5.2. Gətirilmə bəndi

(4.5.2) və (4.5.3) ifadələrinin bərabərliyindən gətirilmiş kütlənin qiyməti təyin edilir:

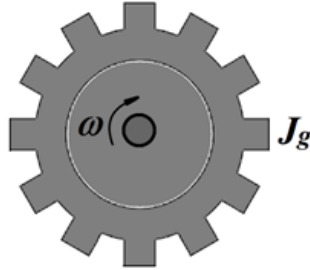
$$m_g = v^{-2} \sum_{j=1}^{n-1} (m_j \cdot v_{sj}^2 + J_{sj} \cdot \omega_j^2) \quad (4.5.4)$$

$\omega$  bucaq sürəti ilə fırlanan gətirilmə bəndinin kinetik enerjisi (Şəkil 4.5.3):

$$K_g = \frac{J_g \cdot \omega^2}{2}, \quad (4.5.5)$$

burada  $J_g$  – mexanizmin gətirilmiş ətalət momentidir.





**Şəkil 4.5.3.** Fırlanan gətirilmə bəndi

(4.5.2) ifadəsini nəzərə almaqla gətirilmiş ətalət momenti üçün yazmaq olar:

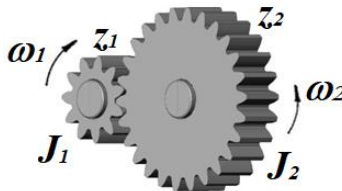
$$J_g = \omega^{-2} \sum_{j=1}^{n-1} (m_j \cdot v_{sj}^2 + J_{gj} \cdot \omega_j^2), \quad (4.5.6)$$

Bütün bəndləri,  $S_j$  kütlə mərkəzlərindən keçən  $O_j$  oxlarına nəzərən fırlanan yastı mexanizm üçün sonuncu ifadə aşağıdakı şəkli alır:

$$J_g = \omega^{-2} \sum_{j=1}^{n-1} J_{Oj} \cdot \omega_j^2 = \sum_{j=1}^{n-1} J_{Sj} \cdot u_{gj}^{-2}, \quad (4.5.7)$$

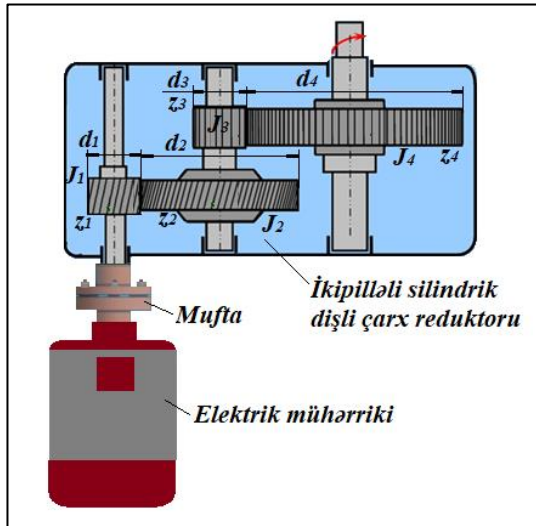
Burada  $J_{Oj}$  –  $O_j$  fırlanma oxuna nəzərən bəndin ətalət momenti;  $u_{gj}$  – gətirilmə bəndindən  $j$  bəndinə olan ötürmə ədədidir. Məsələn, Şəkil 4.5.4-də göstərilmiş dişli mexanizm üçün:

$$J_{g1} = J_1 + J_2 \cdot u_{12}^{-2} \quad (4.5.8)$$



**Şəkil 4.5.4.** Dişli çarx mexanizminin sxemi

Elektrik mühərriki, mufta və ikipilləli silindrik dişli çarx reduktorundan ibarət mexaniki intiqala baxaq (Şəkil 4.5.5).



**Şəkil 4.5.5.** Mexaniki intiqalın kinematik sxemi

Gətirilmiş ətalət momentinin qiymətinə itisürətli bəndlər daha çox təsir edir. İntiqalın verilmiş ümumi ötürmə nisbətində mühərrik valına gətirilmiş ətalət momentinin ( $J_{g1}$ ) minimal qiymətini, ümumi ötürmə nisbətinin reduktorun pillələri arasında rəşional paylanması yolu ilə əldə etmək olar.

Reduktorun dişli çarxlarının ətalət momentlərini  $J_1$ ,  $J_2$ ,  $J_3$  və  $J_4$  ilə işarə edək. Reduktorun val, yastıq və digər kiçik ölçülü detallarının ətalət momentlərini nisbətən kiçik olduqları üçün nəzərə almayaq. (4.5.7) ifadəsinə əsasən yazmaq olar:

$$J_{g1} = J_1 + (J_2 + J_3) \cdot u_1^{-2} + J_4 \cdot u^{-2} \quad (4.5.9)$$

burada  $u$  – reduktorun ötürmə ədədidir.

İlkin yavaşmada dişli çarxı diametri  $d$  olan bütöv disk kimi qəbul etmək olar. Bu halda onun ətalət momenti  $d^4$  ilə düz mütənəsib olacaqdır. Onda (4.5.9) ifadəsini belə yazmaq olar:

$$J_{g1} = k[d_1^4 + (d_2^4 + d_3^4) \cdot u_1^{-2} + d_4^4 \cdot u^{-2}], \quad (4.5.10)$$

Burada  $k$  – mütənəsiblik əmsəlidir.

(4.5.10) bərabərliyini həll etmək üçün əlavə şərt tərtib olunmalıdır. Belə qəbul edək ki, reduktorun hər iki pilləsinin apanan çarxlarının

diametrləri eynidir:  $d_1 \approx d_3 = d$ . Bu halda aparılan çarxların diametrləri:

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 = d \cdot u_1; \quad d_4 = d_3 \cdot u_2 = d \frac{u}{u_1},$$

burada  $u_1$  və  $u_2$  – müvafiq olaraq reduktorun itisürətli və yavaşsürətli pillələrinin ötürmə ədədləridir.

Bu eynilikləri (4.5.10) ifadəsində nəzərə almaqla yazı bilərik:

$$J_{g1} = k \cdot d^4 (1 + u_1^2 + u_1^{-2} + u^2 \cdot u_1^{-4}), \quad (4.5.11)$$

Ekstremum şərtinə əsasən (4.5.11) ifadəsindən  $u_1$  – ə görə birinci tərtib adi törəmə alaraq 0-a bərabər qəbul edək.

$$\frac{dJ_{g1}}{du_1} = kd^4(2u_1 - 2u_1^{-3} - 4u^2u_1^{-5}) = 0 \quad (4.5.12)$$

Buradan

$$u_1^6 - u_1^2 = 2u^2 \quad (4.5.13)$$

(4.5.13) ifadəsində  $u_1^6 \gg u_1^2$  olduğu üçün bu ifadəni təqribi olaraq belə yazmaq olar:

$$u_1^6 \approx 2u^2$$

və

$$u_1 \approx \sqrt[6]{2u^2} = 1,12\sqrt[3]{u} \quad (14)$$

Yavaşsürətli pillənin ötürmə nisbəti:

$$u_2 = \frac{u}{u_1} = \frac{u}{1,12\sqrt[3]{u}} = 0,89 \cdot \sqrt[3]{u^2} \quad (15)$$

Beləliklə, tərkibində ikipilləli silindrik dişli çarx reduktoru olan intiqalın hərəkət çevikliyini, reduktorun pillələrinin ötürmə nisbətlərini (4.5.14) və (4.5.15) ifadələri vasitəsi ilə optimal seçmək və bununla da mühərrik valına gətirilmiş ətalət momentini minimallaşdırmaq yolu ilə artırmaq olar.

Qeyd olunanları əyani olaraq nümayiş etmək üçün konkret ədədi məsələyə baxaq. İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun ümumi ötürmə nisbətini  $u=20$  qəbul edək. Ötürmə ədədini pillələr arasında qəbul edilmiş ifadə ilə paylaşdıraq [55]:

$$u_2 = 0,88\sqrt{u} = 0,88\sqrt{20} = 3,94$$

$$u_1 = \frac{u}{u_2} = \frac{20}{3,94} = 5,08.$$

Təklif edilən (4.5.14) və (4.5.15) ifadələrinə əsasən yazı bilərik:

$$u_1 = 1,12\sqrt{20} = 3,04$$

$$u_2 = 0,89\sqrt[3]{20^2} = 6,56.$$

Alınmış qiymətləri (4.5.11) eyniliyində nəzərə alaq. Mövcud reduktor üçün gətirilmiş ətalət momenti

$$J_{g1} = kd^4 (1 + 5,08^2 + 5,08^{-2} + 20^2 \cdot 5,08^{-4}) = 27,44kd^4.$$

Təklif olunan variant üçün

$$J_{g1} = kd^4 (1 + 3,04^2 + 3,04^{-2} + 20^2 \cdot 3,04^{-4}) = 15,03kd^4.$$

Göründüyü kimi, gətirilmiş ətalət momentinin qiyməti təxminən 45% azalır.

**Minimal kütləyə görə optimallaşdırma.** Minimal kütləyə görə optimallaşdırmada reduktorun optimallaşdırılma meyarı olaraq dişli çarxların kütlələrinin cəmi qəbul edilir. Bu halda məqsəd funksiyası belə təyin edilir [58]:

$$g_m = M_I + M_{II}, \quad (4.5.16)$$

burada  $M_I$  – itigedişli pillənin çarxlarının kütlələrinin cəmi;

$M_{II}$  – yavaşgedişli pillənin çarxlarının kütlələrinin cəmidir.

$$M_I = M_1 + M_2, \quad (4.5.17)$$

burada  $M_1$  – itigedişli pillənin aparıcı çarxının kütləsidir:

$$M_1 = \rho V_1 = \rho \frac{\pi}{4} d_1^2 b_1; \quad (4.5.18)$$

$M_2$  – itigedişli pillənin aparılan çarxının kütləsidir:

$$M_2 = \rho V_2 = \rho \frac{\pi}{4} d_2^2 b_2 = \rho \frac{\pi}{4} u_1^2 d_1^2 b_2; \quad (4.5.19)$$

$$M_{II} = M_3 + M_4, \quad (4.5.20)$$

burada  $M_3$  – yavaşgedişli pillənin aparıcı çarxının kütləsidir:

$$M_3 = \rho V_3 = \rho \frac{\pi}{4} d_3^2 b_3; \quad (4.5.21)$$

$M_4$  – yavaşgedişli pillənin aparılan çarxının kütləsidir:

$$M_4 = \rho V_4 = \rho \frac{\pi}{4} d_4^2 b_4 = \rho \frac{\pi}{4} u_2^2 d_3^2 b_4 \quad (4.5.22)$$

Yuxarıdakı ifadələrdə  $\rho$  – çarxların hazırlandığı materialın sıxlığı;  $d$  – çarxların bölgü çevrəsinin diametri;  $b$  – çarxların eni;  $u_1$  və  $u_2$  – pillələrin ötürmə ədədləridir.

Adətən aparıcı çarxın eni, aparılan çarxın enindən bir qədər böyük götürülür [55]:

$$b_1 = 1,12b_2; \quad b_3 = 1,12b_4. \quad (4.5.23)$$

Digər tərəfdən

$$b_1 = \psi_{ba_{w1}} \frac{m_1}{2} u_1 (z_1 + 1). \quad (4.5.24)$$

$$b_3 = \psi_{ba_{w3}} \frac{m_2}{2} u_2 (z_3 + 1), \quad (4.5.25)$$

burada  $\psi_{ba_{w1}}$  və  $\psi_{ba_{w3}}$  - itigedişli və yavaşgedişli pillələrin dişli çarxlarının en əmsalları;  $m_1$  və  $m_2$  – həmin pillələrin çarxlarının ilişmə modulları;  $z_1$  və  $z_3$  – pillələrin aparan çarxlarının dişlərinin sayıdır.

Hesabatı bir qədər sadələşdirmək məqsədi ilə  $z_1 = z_3$  və  $\psi_{ba_{w1}} = \psi_{ba_{w3}}$  qəbul edək. (4.5.23), (4.5.24) və (4.5.25) ifadələrini (4.5.18), (4.5.19), (4.5.20) və (4.5.21)-də nəzərə alaraq və öz növbəsində sonuncuları (4.5.17) və (4.5.20) ifadələrində nəzərə almaqla (4.5.16) funksiyasını yekun olaraq aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$g_m = \frac{\pi}{8} \rho z_1^2 (z_1 + 1) \psi_{ba_{w1}} \left[ m_1^3 u_l (1 + 1,12 u_l^2) + m_2^3 \frac{u}{u_l} \left( 1 + 1,12 \left( \frac{u}{u_l} \right)^2 \right) \right], \quad (4.5.26)$$

burada  $u = u_1 u_2$  – reduktorun ümumi ötürmə ədədidir.

İkipilləli reduktorlarda yavaşgedişli pillə daha çox yükləndiyi üçün bu pillənin modulu nisbətən böyük qəbul edilir. Adətən reduktorlarda  $m_2 = 1,5 m_1$  götürülür. Onda (26) ifadəsi bir qədər sadələşir.

$$g_m = C \left[ u_1 + 1,12 u_1^3 + 3,38 \frac{u}{u_1} + 3,79 \left( \frac{u}{u_1} \right)^3 \right], \quad (4.5.27)$$

burada  $C = \frac{\pi}{8} \rho z_1^2 (z_1 + 1) \psi_{ba_{w1}} m_1^3$ .

(4.5.27) funksiyasını minimallaşdırmaq üçün onu  $u_1$  -ə görə differensiallayaraq 0-a bərabər qəbul edək.

$$\frac{dg_m}{du_1} = C \left[ 1 + 3,36 u_1^2 - 3,38 \frac{u}{u_1^2} - 11,4 \frac{u^3}{u_1^4} \right] = 0$$

və ya

$$3,36 u_1^6 + u_1^4 - 3,38 u u_1^2 - 11,4 u^3 = 0. \quad (4.5.28)$$

Bu tənliyin analitik həlli olmadığı üçün təqribi metodların birindən istifadə olunmalıdır.

Əldə edilmiş nəticənin praktik əhəmiyyətini yoxlamaq məqsədi ilə ədədi misala baxaq. Bunun üçün standart ikipilləli QD seriyalı və ümumi ötürmə ədədi  $u = 31,36$  olan reduktoru nəzərdən keçirək. Bu reduktor üçün (4.5.28) ifadəsi aşağıdakı şəkli alır:

$$3,36 u_1^6 + u_1^4 - 106 u_1^2 - 351587 = 0 \quad (4.5.29)$$

Nyutonun iterasiya metodunu tətbiq etməklə (4.5.29) tənliyinin kökünü  $u_1 = 6,88$  olaraq təyin edirik. Onda reduktorun yavaşgedişli pilləsinin ötürmə ədədi

$$u_2 = \frac{u}{u_1} = \frac{31,36}{6,88} = 4,56$$

Standart ikipilləli QD seriyalı və ümumi ötürmə ədədi  $u = 31,36$  olan reduktorun məlum parametrlərinə əsasən onun dişli çarxlarının kütlələrinin cəmini hesablayaq. Hesablamanın nəticələri Cədvəl 4.5.1-də verilmişdir.

**Cədvəl 4.5.1. QD seriyalı və ümumi ötürmə ədədi  $u = 31,36$  olan reduktorun məlum parametrləri**

Pillə	Modul,mm	Dişlərin sayı	Çarxın eni,mm	En əmsalı	Çarxların kütləsi, kq
İtigatedişli	2	$z_1=30$	80	0,4	1,76
		$z_2=168$			55,3
Yavaşgedişli	3	$z_1=30$	120	0,4	5,95
		$z_2=168$			186,6
Cəm kütlə: ~250 kq					

İndi isə baxılan reduktorun dişli çarxlarının kütlələrinin cəmini (4.5.27) ifadəsinə əsasən təyin edək. Həmin reduktor üçün

$$C = \frac{\pi}{8} \rho z_1^2 (z_1 + 1) \psi_{ba_{w1}} m_1^3 = \frac{3,14}{8} 7,8 \cdot 30^2 \cdot (30 + 1) \cdot 0,4 \cdot 0,2^3 = 273 \text{ q/sm}^3,$$

burada  $\rho = 7,8 \text{ q/sm}^3$ - poladın sıxlığıdır.

Bu halda (4.5.27) ifadəsinə əsasən baxılan reduktorun çarxlarının kütlələrinin cəmi

$$g_m = 273 \left[ 6,88 + 1,12 \cdot 6,88^3 + 3,38 \frac{31,36}{6,88} + 3,79 \left( \frac{31,36}{6,88} \right)^3 \right] = 204 \text{ kq}.$$

Göründüyü kimi, reduktorun ümumi ötürmə ədədini onun pillələri arasında rəşional paylamaqla onun dişli çarxlarının kütlələrinin cəmini 250 kq-dan 204 kq-a endirmək mümkün olur. Bu, faiz etibarı ilə 18,4% edir.

Qeyd edək ki, pillələrin modullarının nisbəti dəyişdikdə nəticə bir qədər fərqli alınır. Belə ki,  $m_2 = 1,6m_1$  qəbul edildikdə  $u_1 = 7,1$  və  $u_2 = 4,42$  alınır. Bu halda dişli çarxların kütlələrinin cəmi 224 kq alınır. Faiz etibarı ilə fərq 10,4% təşkil edir.

**Müxtəlif optimallaşdırma üsullarının müqayisəli analizi.** Yuxarıda qeyd edildiyi kimi həm hərəkət çevikliyinə və həm də minimal kütləyə görə optimallaşdırma dişli çarx reduktorlarının layihələndirilməsində mühüm əhəmiyyətə malikdir. Ona görə də hər iki meyara görə optimallaşdırmanın müqayisəli analizinin aparılması da xüsusi rol oynayır.

İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun minimal kütlə meyarına görə optimallaşdırması reduktorun ümumi ötürmə ədədinin pillələr arasında rəşional paylanması ilə həyata keçirilir. Bunun üçün (4.5.28) ifadəsindən itigedişli pillənin ötürmə ədədi reduktorun ümumi ötürmə ədədindən asılı olaraq təyin edilməlidir. Analitik üsulla bu məsələnin həlli mümkün olmadığına görə təqdim olunan məqalədə ədədi üsuldən istifadə edilmişdir. İkipilləli silindrik dişli çarx reduktorlarında ümumi ötürmə ədədi, bir qayda olaraq  $u=10...50$  intervalında dəyişir. Bu intervalda  $u$ -ya müxtəlif qiymətlər verməklə (4.5.28) ifadəsi kub tənliyə gətirilir və Kardano üsulu ilə həll edilir. Hesabatın nəticələri Cədvəl 4.5.2-də verilmişdir.

**Cədvəl 4.5.2.** Minimal kütləyə görə ötürmə ədədinin pillələr arasında optimal bölüşdürülməsi

$u$	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$u_1$	3,89	4,76	5,49	6,14	6,72	7,26	7,76	8,25	8,67
$u_2$	2,57	3,15	3,64	4,07	4,46	4,82	5,15	5,45	5,77

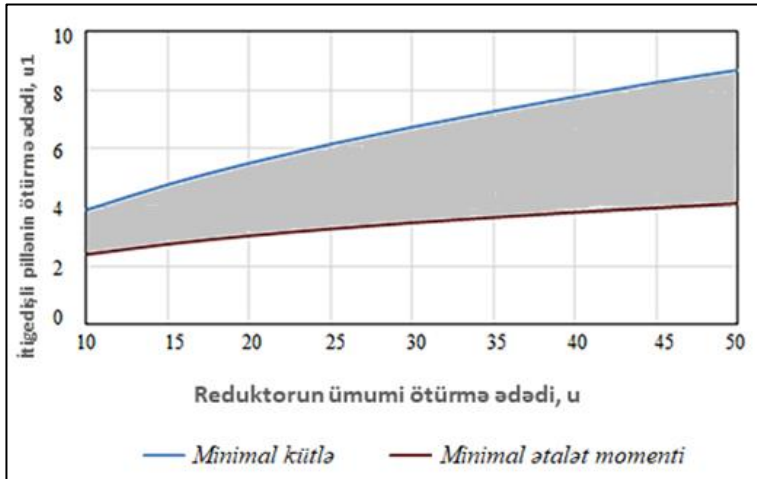
Minimal ətalət momentini təmin etmək üçün yuxarıda əldə edilmiş  $u_1 = 1,12\sqrt[3]{u}$  ifadəsinin qrafiki asılılığını qurmaq üçün yenə də  $u=10...50$  intervalında  $u$ -ya müxtəlif qiymətlər verməklə  $u_1$ -in aldığı qiymətlər təyin edilir. Nəticələr cədvəl 4.5.3-də verilmişdir.

Hər iki meyara görə optimallaşdırmanın nəticəsində ikipilləli silindrik reduktorun ümumi ötürmə ədədindən asılı olaraq itigedişli pillənin ötürmə ədədinin qrafiki şəkil 4.5.6-da əks olunmuşdur. Qrafikdən görüldüyü kimi minimal kütləyə görə optimallaşdırmada itigedişli

pillənin ötürmə ədədi daha çox alınır. Hər iki meyara görə optimallaşdırma vacib olarsa, qrafiklər üzrə orta qiymətin qəbul olunması məqsədəuyğundur.

**Cədvəl 4.5.3.** *Minimal ətalət momentinə görə ötürmə ədədinin pillələr arasında optimal bölüşdürülməsi*

$u$	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$u_1$	2,41	2,76	3,04	3,27	3,48	3,66	3,83	3,98	4,13
$u_2$	4,15	5,43	6,58	7,65	8,62	9,56	10,44	11,31	12,11



**Şəkil 4.5.6.** *Optimallaşdırma meyarlarına görə reduktorun itgedişli pilləsinin ötürmə ədədinin ümumi ötürmə ədədindən asılılığı*

İkikipilləli silindrik dişli çarx reduktorunun hərəkət çevikliyini artırmaq üçün təklif olunan düstur reduktorun ümumi ötürmə ədədini pillələr arasında rəşional bölüşdürməklə əldə edilə bilər.

Minimal kütləyə görə optimallaşdırmada itgedişli pillənin ötürmə ədədi daha çox alınır. Həm minimal kütləyə, həm də minimal ətalət momentinə görə optimallaşdırma tələb olunarsa, qrafiklər üzrə orta qiymətin qəbul olunması məqsədəuyğundur.



#### 4.6. Qayış ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsi

Birinci və ikinci fəsilərdə qayış ötürmələri, onların növləri, iş prinsipi, tətbiq sahələri, üstün və çatışmayan cəhətləri, əsas imtina səbəbləri haqqında məlumat verilmişdi. Yuxarıda qeyd olunduğu kimi qayış ötürmələrinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi uzunömürlük göstəricilərinə görə aparılır. Qayışın uzunömürlüyü isə bir çox amillərdən – yüklənmədən, istismar şəraitindən, qayışın materialının mexaniki xarakteristikalarından, həndəsi parametrlərdən və s. asılıdır. Göründüyü kimi qayış ötürməsinin uzunömürlüyünün qiymətləndirilməsi üçün ilk növbədə onda yaranan qüvvə və gərginliklər təyin olunmalıdır.

Qayış qasnaqlara yerləşdirdikdən sonra, onun hərəkəti ötürməsi üçün müəyyən ilkin gərilmə qüvvəsi ilə təminlənməlidir. Yəni, yüklənməmiş halda belə, qayışın qollarında ilkin gərilmə qüvvəsi –  $F_0$  yaranır (şəkil 4.6.1, a). Yük altında hərəkət ötürən zaman qayışın qollarındakı gərilmə qüvvələrinin nisbəti dəyişərək aparıcı qolda –  $F_1$ , aparılan qolda isə –  $F_2$  qüvvəsi təsir edir (şəkil 4.6.1, b). Sistemin müvazinətdə olması üçün

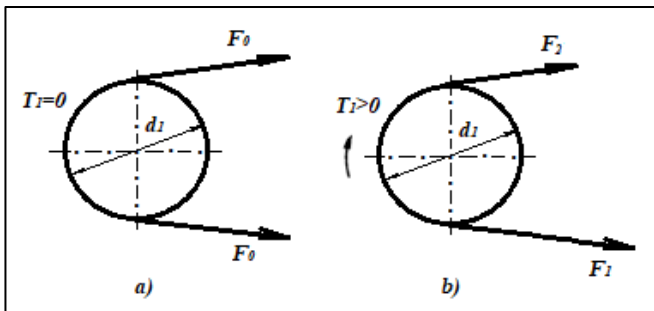
$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{d_1}{2} (F_1 - F_2) \quad (4.6.1)$$

olmalıdır. Burada  $F_t$  – çevrəvi qüvvədir və aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Digər tərəfdən qayışın uzunluğunun ötürülən momentdən asılı olmaması şərtindən yazı bilərik:

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$



Şəkil 4.6.1. Qayışın qollarında yaranan qüvvələr

Alınmış iki ifadəni birgə həll etsək, yaza bilərik:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 + \frac{F_t}{2}.$$

Ancaq aldığımız bu ifadələr qayışın dartı qabiliyyətini xarakterizə etdirmir. Belə ki, dartı qabiliyyəti əhatə bucağı və sürtünmə əmsalından asılıdır. Bu asılılıq ilk dəfə Eyler tərəfindən verilmişdir:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}.$$

Son ifadəni əvvəlki düsturlarda nəzərə alsaq, uyğun olaraq aşağıdakı ifadələri almış oluruq:

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}; \quad F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha}-1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha}+1}{e^{f\alpha}-1}. \quad (4.6.2)$$

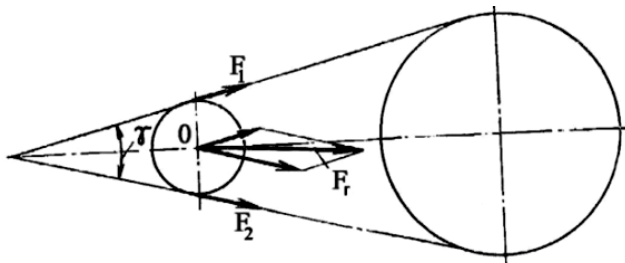
Qayış qasnaqlar ətrafında dairə qövsü üzrə hərəkət etdiyindən, ona qasnaqları əhatə etdiyi hissədə mərkəzdənqaçma qüvvəsi təsir edir və bu da qayışda əlavə  $F_v$  - gərilməsi yaradır:

$$F_v = \rho A v^2,$$

burada  $\rho$  - qayışın materialının sıxlığı;  $A$  - qayışın en kəsiyinin sahəsidir. Bu qüvvə sürtünmə qüvvəsini azaldır və ona görə ötürmənin yükləyici qabiliyyəti azalır. Hesablamalar göstərir ki, mərkəzdənqaçma qüvvəsi ötürmənin işgörmə qabiliyyətinə ancaq  $v > 20$  m/s olduqda ciddi təsir göstərir.

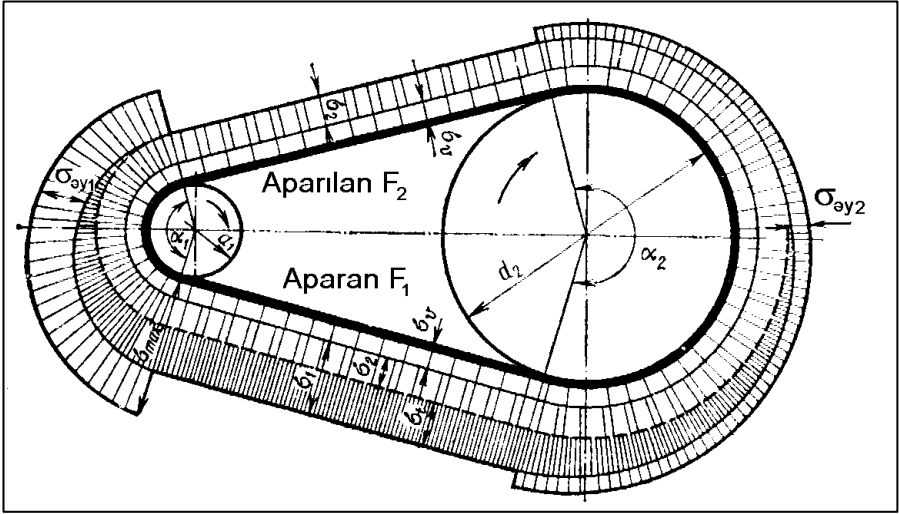
Qayış ötürməsindən valın dayaqlarına təsir edən qüvvə (şəkil 4.6.2) aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2).$$



**Şəkil 4.6.2.** Qayış ötürməsindən vallara düşən qüvvə

Qayışda maksimum gərginlik onun kiçik qasnağı əhatə etdiyi zonada yaranır və bu gərginlik  $\sigma_1$ ,  $\sigma_v$  və  $\sigma_{ay}$  - gərginliklərinin cəmindən təşkil olunur. Sxemdə (şəkil 4.6.3) gərginliklərin qayışın uzunluğu boyunca paylanma epürü əks olunmuşdur.



*Şəkil 4.6.3. Qayışda yaranan gərginliklərin qayışın uzunluğu boyunca paylanma epürü*

Qayışın aparıcı qolundakı gərginliyi aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$\sigma_1 = F_1/A,$$

burada  $\sigma_1$ -qayışın aparıcı qolundakı  $F_1$  qüvvəsindən yaranan gərginlikdir.  $F_1 = F_0 + F_t/2$  olduğundan yazı bilərik:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \sigma_t/2 = \sigma_2 + \sigma_t.$$

Burada  $\sigma_0$  - qayışın ilkin gərilmə qüvvəsi  $F_0$ -dan yaranan gərginlikdir;  $\sigma_t = F_t/A$  - faydalı gərginlikdir:

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F_1}{A} - \frac{F_2}{A};$$

$\sigma_v$ -mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsirindən yaranan gərginlikdir:

$$\sigma_v = F_v/A = \rho v^2;$$

$\sigma_{ay}$ -əyilmə gərginliyidir və aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\sigma_{ay} = E \cdot \frac{\delta}{d},$$

burada  $\delta$  - qayışın qalınlığı,  $E$  - qayışın materialının elastiklik moduludur. Beləliklə, qayışda yaranan ən böyük gərginlik  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{ay}$  olacaqdır.

Qayışda yaranan gərginliklərin qiyməti onun dartı qabiliyyətinə və uzunömürlüliyinə ciddi təsir göstərir. Qayış ötürməsinin dartı

qabiliyyəti buraxılabilən maksimum çevrəvi qüvvə  $F_t$  və ya faydalı gərginliklə  $\sigma_t$  xarakterizə olunur. Qayış ötürməsində yaranan qüvvələrin analizi göstərir ki, faydalı gərginliyin  $\sigma_t$  buraxılabilən qiyməti tam sürüşmənin olmaması şərtinə görə ilkin gərilmədən yaranan gərginliyin ( $\sigma_0$ ) qiymətindən asılı olaraq artır:

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha-1}}{e^{f\alpha+1}}. \quad (4.6.3)$$

Digər tərəfdən aparılan araşdırmalar göstərir ki,  $\sigma_0$  artdıqca qayışın uzunömürlülüüyü azalır. Buna görə də ilkin gərilmədən yaranan gərginliyin qiymətini pazvari qayışlar üçün  $\sigma_0 \leq 1,5$  Mpa, yastı qayışlar üçün isə  $\sigma_0 \leq 1,8$  MPa götürmək tövsiyə olunur.

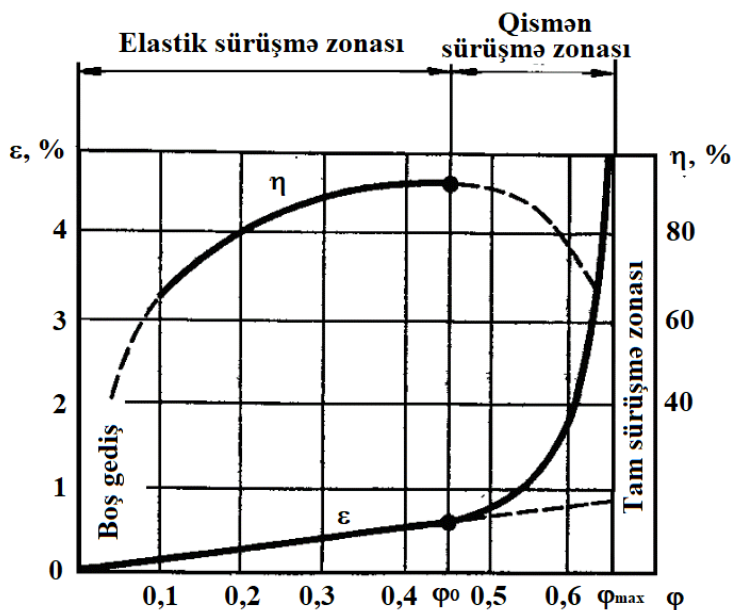
Faydalı gərginliyin qayışın uzunömürlülüüyünə təsiri əslində təxminən  $\sigma_0$  gərginliyinin təsiri kimidir.  $\sigma_0$  gərginliyinin göstərilən qiymətlərində faydalı gərginliyin qiyməti 2...2,5 MPa-dan çox olmur. Mərkəzdənqaçma qüvvəsindən yaranan gərginliyin ( $\sigma_v$ ) təsiri daha azdır. Bu gərginliklərdən qayışın uzunömürlülüüyünə ən çox təsir edən əyilmə gərginliyidir. Belə ki, əyilmə gərginliyi dövrü olaraq dəyişən olduğundan qayışın yorularaq dağılmasına səbəb olur. Bu gərginliyin ifadəsindən görüldüyü kimi əyilmə gərginliyinin qiyməti  $\delta/d$  nisbətindən asılıdır. Nəzərə almaq lazımdır ki, qayışın uzunömürlülüüyü ancaq gərginliklərin qiymətindən deyil, həm də bu gərginliklərin dəyişmə tsiklinin tezliyindən asılıdır. Gərginliklər tsiklinin tezliyi qayışın qaçışlarının tezliyi ilə müəyyən olunur:

$$i = \frac{v}{\ell} \leq [i].$$

Qayışın qaçış tezliyinin buraxılabilən qiyməti yastı qayışlar üçün  $[i] \leq 3...5$  s<sup>-1</sup>, pazvari qayışlar üçün isə  $[i] \leq 10...20$  s<sup>-1</sup> qəbul olunur.

Qayış ötürməsinin işgörmə qabiliyyətini qiymətləndirmək üçün sürüşmə və f.i.ə. ayrılərindən istifadə olunur. Ümumi halda qayış ötürməsində əsasən iki növ sürüşmə - elastik və tam sürüşmə meydana gəlir. Elastik sürüşmə qayışın qollarının gərilməsində fərq olması nəticəsində meydana çıxır. Tam sürüşmə isə artıq yükləmələr nəticəsində meydana gəlir. Sürüşmə və f.i.ə. ayrıləri müxtəlif tipli qayışların və materialların sınaq nəticələrinə əsasən tərtib olunur (şəkil 4.6.4). Qrafikdə ordinat oxunda nisbi sürüşmə -  $\varepsilon$  və f.i.ə.- $\eta$ , absis oxunda isə dartı əmsalı -  $\varphi$  göstərilmişdir. Dartı əmsalı aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$\varphi = F_t/(2F_0) = \sigma_t/(2\sigma_0).$$



*Şəkil 4.6.4. Sürüşmə ayrılırları və f.i.ə.*

Dartı əmsalı  $\varphi$  başlanğıc gərilmə qüvvəsinin  $F_0$ -ın hansı hissəsinin çevrəvi qüvvə  $F_t$ -nin ötürülməsinə sərf olunduğunu, yəni ötürmənin yüklənmə dərəcəsini müəyyən edir. Ötürmənin yüklənməsini ölçüsüz  $\varphi$  əmsalı ilə xarakterizə olunması sürüşmə və f.i.ə-nin yükün mütləq qiymətindən deyil, ötürmənin yüklənmə dərəcəsindən asılı olması ilə izah edilir.

Sürüşmə əyrisinin başlanğıc mərhələsində, yəni 0-dan  $\varphi_0$ -a qədər olan sahədə ancaq elastik sürüşmə baş verir. Qayışın elastik deformasiyası Hük qanununa tabe olduğundan bu sahədə sürüşmənin dəyişməsi düz xəttə yaxın olur. Yükün sonrakı yüksəldilməsi əvvəlcə qismən, sonra isə tam sürüşmənin baş verməsinə səbəb olur. Dartı əmsalının  $\varphi_0$ -dan  $\varphi_{\max}$ -adək hissəsində həm elastik, həm də tam sürüşmə meydana çıxır.

Qayışlar üçün işçi yükü dartı əmsalının böhran qiymətinə ( $\varphi_0$ ) yaxın, ondan sol tərəfdə seçmək tövsiyə olunur. Dartı əmsalının bu qiymətinə f.i.ə-nin maksimum qiyməti uyğun gəlir. Qayış ötürməsinin qismən tam

sürüşmə zonasında ( $\varphi_0$ -dan  $\varphi_{\max}$ -dək) işləməsinə ancaq qısa müddətli artıq yükləmələrdə, məsələn, işəsalma zamanı yol verilir. Bu zonada qayışın sürüşmə itkiləri çox olduğundan f.i.ə. kəskin azalır və qayış tez yeyilməyə məruz qalır. İkinci sürüşmə zonasının (qismən sürüşmə) ölçüsü ötürmənin qısamüddətli artıq yükləməni qəbul etmə qabiliyyəti ilə xarakterizə edilir. Aparılmış sınaqlar əsasında dartı əmsalının kritik qiymətinin yastı qayışlar üçün  $\varphi_0=0,4...0,5$ , pazvari qayışlar üçün  $\varphi_0=0,7...0,8$  intervalında olması müəyyən edilmişdir.

Sürüşmə ayrıləri əsasında  $\varphi_0$  əmsalı təyin edilərək, standart şərait üçün buraxılabilən faydalı gərginlik təyin edilir:

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{s},$$

burada  $s=1,2...1,4$  sürüşməyə görə dartı qabiliyyəti ehtiyatı əmsalıdır.

Sürüşmə ayrıləri, qayışların sınağını xüsusi stendlərdə və standart iş şəraitində: yəni  $\alpha=180^\circ$ ;  $v = 10 \text{ m/s}$ , bərabər yükləmə və ötürmənin üfüqi vəziyyətində aparılaraq tərtib olunur. Verilmiş istismar şəraitinə uyğun faydalı gərginliyin buraxılabilən qiyməti aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0. \quad (4.6.4)$$

burada  $C_\alpha$ — əhatə bucağını;  $C_v$ —sürəti;  $C_p$  — yüklənmə rejimini;  $C_0$  — qayışın tarımlanma üsulunu və üfüqə nəzərən vəziyyətini nəzərə alan əmsallardır.

Yastı qayış ötürməsinin dartı qabiliyyətinə görə hesabı qayışın eninin  $b$  təyini ilə nəticələnir. Qayışın en kəsik sahəsi aşağıdakı şərtdən təyin edilir.

$$A = b \cdot \delta \geq \frac{F_t}{[\sigma]_t}.$$

Qayışın materialından asılı olaraq  $\frac{d_1}{\delta}$  nisbətini seçərək qayışın qalınlığı təyin edilir və onun eni hesablanır:

$$b = \frac{A}{\delta}.$$

Standartdan qayışın eni böyük qiymətə yuvarlaqlaşdırılır.

Yastı qayış ötürməsinin uzunömürlülüüyü aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$H_0 = \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^6 \cdot \frac{10^7 \cdot c_u \cdot c_h}{2 \cdot 3600 \cdot i} > 7000 \text{ saat}, \quad (4.6.5)$$

burada  $c_u$  —ötürmə ədədini nəzərə alan əmsal:

$$C_u \approx 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5.$$

$c_h$  - yükün dəyişmə xarakterini nəzərə alan əmsaldır. Sıfırdan nominal qiymətə qədər dövrü dəyişən yüklər üçün  $c_h=2$ , sabit yüklər üçün  $c_h=1$ :  
 $\sigma_{-1}$  – qayışın materialının dözümlülük həddidir. Rezin, parça və dəri qayışları üçün  $\sigma_{-1} \leq 7 MPa$ , pambıq kağız qayışları üçün  $\sigma_{-1} \leq 5 MPa$ .

Pazvari qayışlarda onun pazvari formada olması qasnaqla ilişməsinə təxminən üç dəfəyə yaxın yüksəldir. Sürtünmənin əhəmiyyətli dərəcədə artması, pazvari qayışın yükötürmə qabiliyyətini saxlamaqla, yastı qayış ötürməsi ilə müqayisədə əhatə bucağını kifayət qədər azaltmağa imkan verir. Pazvari qayışların konstruksiyası əyilmə gərginliyini azaltmaq üçün elastikliyə malik olmalıdır və bununla yanaşı uzununa və eninə sərtliyə malik olmalıdır. Ona görə də ən kəsiyi müxtəlif strukturlu qayışlardan istifadə edirlər. Qaytanlaşmış (və ya parçalı) kord qatı qayışın əsas daşıyıcı elementidir. Onlar qayışın elastikliyinə artırmaq üçün bitərəf zona qatında yerləşdirilir. Parça sarğısı qayışın möhkəmliyini yüksəldir və onu yeyilmədən qoruyur. Rezin isə qayışı vahid bütöv halda birləşdirir və onun elastiklikliyini yüksəldir.

Pazvari qayışların dartı qabiliyyəti və uzunömürlülük şərtlərinə görə hesabı yastı qayışlardakına uyğun aparılır. Amma burada bəzi fərqli xüsusiyyətlər də vardır.

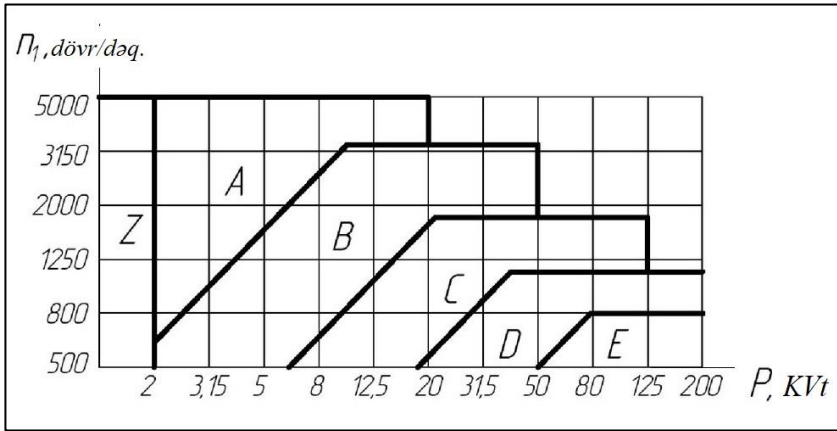
Qayışın standart tiplərinin sayının az olması onların hər biri üçün standart rejimə uyğun ötürülən buraxılabilən yükü təyin etməyə imkan verir. Pazvari qayış ötürməsinin hesabı qayışın tipinin seçilməsi və qayışların sayının təyin edilməsi ilə tamamlanır.

Pazvari qayışların en kəsiyinin ölçüləri ötürülən gücdən və fırlanma tezliyindən və ya aparən qasnaqdakı fırlanma momentindən asılı olaraq seçilir (şəkil 4.6.5).

Cədvəl 4.6.1-dən standart iş şəraiti üçün bir qayışın ötürə biləcəyi gücü ( $P_0$ ) seçərək, verilmiş iş şəraiti üçün bir qayışın ötürə biləcəyi hesabi güc -  $P_h$  hesablanır:

$$P_h = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u / C_p, \quad (4.6.6)$$

burada  $C_\alpha$  - əhatə bucağını nəzərə alan əmsal;  $C_L$  - qayışın uzunluğunu nəzərə alan əmsal ( $L_h/L_0$  – nisbətindən asılı olaraq seçilir);  $C_u$  – ötürmə ədədini nəzərə alan əmsal;  $C_p$  – yükləmə rejimi əmsalıdır. Yük sabit olduqda  $C_p=1...1,2$ , mülayim rəqslı yükləmədə  $C_p=1,1...1,3$ , böyük rəqslı yükləmədə  $C_p=1,3...1,5$ , zərbəli və ya kəskin dəyişən yükləmədə  $C_p=1,5...1,7$  qəbul edilir.



**Şəkil 4.6.5.** Pazvari qayışların en kəsiyinin ölçülərinin gücdən və fırlanma tezliyindən asılı olaraq seçilməsi

Pazvari qayış ötürməsindəki qayışların sayı aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$z = \frac{P}{P_h \cdot C_z} \leq [z] = 6(8) \quad (4.6.7)$$

Burada  $C_z$  - qayışın sayını nəzərə alan əmsəldir və  $z' = P/P_h$  - dan asılı olaraq seçilir.

Bir qayışın ilkin gərilmə qüvvəsi aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_u} + q \cdot v^2, \quad (4.6.8)$$

burada  $P$  - ötürmənin aparıcı valındakı gücdür.

Pazvari qayışın uzunömürlüyü aşağıdakı ifadə ilə təyin edilir:

$$H_0 = N_0 \frac{L_h}{60\pi d_1 n_1} \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \right)^8 \cdot C_u C_H \geq 2000 \text{ saat}, \quad (4.6.9)$$

burada  $N_0$  - baza tsikllərin sayıdır.  $Z$  və  $A$  en kəsikli qayışlar üçün  $N_0 \geq 4,6 \cdot 10^6$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  və  $E$  en kəsikli qayışlar üçün  $N_0 \geq 4,7 \cdot 10^6$  qəbul olunur.  $\sigma_{-1}$  - qayışın materialının dözümlülük həddidir. Pazvari qayışlar üçün  $\sigma_{-1} = 7 \text{ MPa}$  qəbul olunur.  $\sigma_{max}$  - qayışın en kəsiyində yaranan maksimum gərginlikdir.



**Cədvəl 4.6.5. Bir qayıqla ötürülən buraxıla bilən gətirilmiş güc  $[P_0]$ , Kvt**

En kəsiyin işarəsi	Aparan qasnağın diametri $d_1$ , mm	Qayıqın sürəti V, m/s					
		5	10	15	20	25	30
Z  ( $L_0=1320_{\text{mm}}$ )	63	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4	-
	80	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
	90	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,24
	112	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
A  ( $L_0=700_{\text{mm}}$ )	90	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
	112	1,05	1,82	1,39	2,74	2,82	2,50
	125	1,15	2,0	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
B  ( $L_0=2240_{\text{mm}}$ )	125	1,39	2,26	2,80	-	-	-
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
C  ( $L_0=3750_{\text{mm}}$ )	200	2,77	4,59	5,80	6,33	-	-
	224	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,09
	250	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	10,9
	280	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	12,5
	315	4,07	7,19	9,71	11,50	12,50	14,1
	355	4,32	4,77	10,05	12,60	13,80	15,4
D  ( $L_0=60000_{\text{mm}}$ )	355	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	8,20	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	9,24	16,6	22,05	27,0	29,8	31,0
	630	9,75	17,49	24,1	29,2	32,5	33,9

#### 4.7. Diyirlənmə yastıqlarının uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsi

Müasir ötürücü mexanizmlərin və dişli çarx reduktorlarının ən məsuliyyətli elementlərindən biri yastıqlardır. Diyirlənmə yastıqları müxtəlif maşın və avadanlıqların intiqallarında daha geniş tətbiq sahəsinə malik olduqları üçün onların etibarlıq və uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir. Diyirlənmə yastıqlarının əksər tipləri çoxlu sayda sınaqlardan keçirilərək beynəlxalq səviyyədə standartlaşdırılsa da, ağır istismar şəraiti və dinamik yüklənmələr nəticəsində bu elementlər tez-tez sıradan çıxırlar. Diyirlənmə yastıqlarının əsas sıradan çıxma səbəbləri və hesablanma meyarları [1, 52, 80]-də ətraflı əks olunmuşdur.

Mürəkkəb istismar şəraiti ilə əlaqədar olaraq diyirlənmə yastıqlarında aşağıdakı zədələnmə halları daha çox rast gəlinir:

1. *Yorulma nəticəsində ovxalanma (pitting)*. Bu növ sıradan çıxma halı normal şəraitdə uzun müddət işləyən yastıqlarda daha çox müşahidə olunur. Yəni, diyirlənmə elementlərinin həlqələr üzrə diyirlənməsi istiqamətə dəyişən gərginliklərin təsiri altında həyata keçirilir. Bu isə yükləmə tsikllərinin müəyyən qiymətindən sonra işçi səthlərdə mikroçatların yaranmasına səbəb olur. Bu mikroçatlar yağlayıcı materialın təzyiq altında onlara daxil olması nəticəsində tədricən böyüyərək ovxalanmalar əmələ gətirir. Yorulma nəticəsində ovxalanma yüksək yüklənmə şəraitində işləyən diyirlənmə yastıqlarının sıradan çıxmasının əsas halıdır.

2. *Yeyilmə*. Maşınların çox hissəsi, xüsusi ilə avtomobillər və digər nəqliyyat maşınları, kənd təsərrüfatı, dağ-mədən, tikinti, yol avadanlıqları abraziv (bərk hissəciklərin) mühitində işləyirlər. Müxtəlif kipləşdiricilərin olmasına və yağların süzülməsinə baxmayaraq bu maşınların yastıqları sürətlə yeyilməyə məruz qalırlar.

3. *Separatorların dağılması* – dəyişən mərkəzdənqaçma qüvvəsinin və diyirlənmə elementinin separatora təsiri nəticəsində baş verir. Diyirlənmə elementlərinin separatora təsiri ox boyu qüvvə ilə yüklənmiş yastıqlarda daha çox baş verir. Diyirlənmə elementlərinin diametrləri müsaidə daxilində eyni olmadığı halda valın oxu ətrafında fərqli sürətlə fırlanaraq separatorlara qüvvə ilə təsir edir, onun yeyilməsinə və özünün

isə sürüşmə ilə əlaqədar titrəməsinə səbəb olur. Seperatorların dağılması daha çox yüksək sürətlə işləyən yastıqlarda baş verir. Yastıqların diyirlənmə elementlərinin və həlqələrin zədələnməsi onların zərbəli və titrəyişli, artıq yükləmələr şəraitində işləməsi və həlqələrin çəpləşməsinə, pərçimlənməsinə səbəb olan yığılma xətalari ilə bağlıdır. Normal istismar şəraitində bu növ zədələnmələr çox müşahidə olunmur.

4. *Plastiki deformasiya (əzilmə)* ilə zədələnmə yavaş sürətli və ya fırlanmayan ağır yüklənmiş yastıqlarda baş verir və əzilmə, çökəklik şəklində özünü göstərir.

Diyirlənmə yastıqlarının müasir hesabı aşağıdakı iki meyarla əsaslanır:

- 1) qalıq deformasiyaya görə statik yükötürmə qabiliyyəti əsasında hesablanma;
- 2) yorulma nəticəsində ovxalanmaya görə uzunömürlüyə hesabat. Başqa meyarlara görə hesabat üsulu işlənməmişdir. Bu meyarlar bir sıra nəzərə alınması çətin olan təsadüfi amillərlə əlaqədardır.

Konstruktor layihələndirilməsi zamanı yüklənmədən asılı olaraq yastığın tipini və seriyasını seçirlər. Layihələndirmədə hər şeydən əvvəl, istismarı sadə olan və ucuz başa gələn birsıralı kürəcikli radial yastığın seçilərək yoxlanması məsləhət görülür. Başqa növ yastıqların seçilməsi istismar şəraiti ilə (məsələn, kürəcikli yastıqların uzunömürlüliyünün kifayət qədər olmaması, sərtliyə qarşı tələb ödənmədikdə, valların oxlarının böyük çəpləşmələrini nizamlamaq lazım olduqda və s.) əsaslandırılmalıdır.

Verilmiş iş şəraiti üçün yastığın tipini və ölçülərini seçmək üçün aşağıdakıları nəzərə almaq lazımdır: 1) yükün qiyməti və istiqamətini (radial, oxboyu, hər ikisi); 2) yükün xarakterini (sabit, dəyişən, titrəyişli, zərbəli); 3) yastığın valının fırlanma tezliyi, həlqələrdən hansının (daxili yoxsa xarici) fırlanmasını; 4) lazım olan uzunömürlülüüyü (saatla və ya mln. dövrlə); 5) ətraf mühitin vəziyyətini (temperatur, rütubət, toz və s.); 6) istismar şəraitindən asılı olaraq yastıqlara göstərilən xüsusi tələbləri (özüqurulan olması, ox istiqamətində yerdəyişməyə imkan verməsi, qurulma şərti, sərtlik və s.); 7) ölçmələrin dəqiqliyi (valın oturtma ölçüləri, gövdədəki yuvanın diametri, eni); 8) etibarlılığına və uzunömürlüyyəsinə olan tələblər.

Əgər diyirlənmə yastığının fırlanma tezliyinə və dəqiqliyinə heç bir tələb yoxdursa, onda dəqiqlik sinfi “0” olan yastıqlardan istifadə olunması tövsiyə edilir.

Yastığın tipini, seriyasını və konstruktiv formasını təyin etdikdən sonra onu uzunömürlülüyə (resursa) görə yoxlayaraq kataloqdan ölçüləri seçilir. Əgər yastıq ona təsir edən xarici qüvvəni tərpənməz və ya fırlanma tezliyi  $n < 10^{-1}$  dəq. vəziyyətində qəbul edirsə, onda onu statik yükləyici qabiliyyətinə görə yoxlamaq lazımdır.

Yastıqların uzunömürlülüyə hesablanması standart əsasında aparılır. Aparılmış sınaqların nəticələrinə görə diyrəkli yastıqlarının milyon dövrlərlə uzunömürlülüüyü yüklənmədən və dinamik yükləyici qabiliyyətindən asılı olaraq aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$L = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p \text{ mln. dövr.}$$

burada  $p$  – qüvvət göstəricisi olub, kürəkli yastıqlar üçün  $p = 3$ , diyrəkli yastıqlar üçün isə  $p = 10/3 \approx 3,33$  götürülür.  $C_r$  – yastığın dinamik yükləyici qabiliyyəti;  $P_r$  – ekvivalent yük;  $a_1$  – hesablama zamanı yastığın etibarlıq səviyyəsini nəzərə alan əmsal;  $a_{23}$  – yastığın materialının keyfiyyətini və istismar şəraitini nəzərə alan əmsaldır. Qeyd etmək lazımdır ki, hesablama zamanı əsasən birinci iş şəraitinə üstünlük verilir.

Yastıqların saatlarla uzunömürlülüüyü isə aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}, \text{ saat,}$$

burada  $n$  – yastığın həlqəsinin fırlanma tezliyidir, dövr/dəq.

Qeyd etmək lazımdır ki, bütün növ yastıqlar üçün dinamik yükləyici qabiliyyətinin qiymətləri hesablanmış və cədvəllərdə verilmişdir. Ancaq bəzi hallarda valların dayaqda iki ədəd bir sıralı radial və ya radial-dayaq yastıqları yerləşdirilir. Bu halda ona bir ədəd iki sıralı yastıq kimi baxılır və dinamik yükləyici qabiliyyəti aşağıdakı düsturlarla hesablanır:

1. Kürəkli yastıqlar üçün:

$$C_{r\Sigma} = C_r \cdot i^{0,7} = 1,714 \cdot C_r;$$

2. Diyrəkli yastıqlar üçün:

$$C_{r\Sigma} = C_r \cdot i^{7/9} = 1,714 C_r,$$

burada  $C_r$  – yastığın dinamik yükləyici qabiliyyəti olub, cədvəllərdən seçilir.

Ekvivalent dinamik yükün hesabı. Kürəcik və ya diyircəkli radial və radial- dayaq yastıqları üçün ekvivalent dinamik radial yük aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_b \cdot K_T.$$

Dayaq yastıqları üçün ekvivalent dinamik ox boyu qüvvə aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P_a = F_a \cdot K_b \cdot K_T.$$

Bu tip yastıqlar radial qüvvəni qəbul etmir.

Dayaq-radial yastıqlar üçün ekvivalent dinamik oxboyu qüvvə aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$P_a = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T,$$

burada X,Y- uyğun olaraq radial və ox boyu qüvvələr əmsalları; V– yastığın həlqəsinin fırlanma əmsalıdır: yastığın daxili həlqəsi fırlanıqda V=1,0; xarici həlqəsi fırlanıqda V=1,2 götürülür;  $F_r$  – yastığa təsir edən radial qüvvə;  $F_a$ – yastığa təsir edən oxboyu qüvvə;  $K_b$  - təhlükəsizlik əmsalıdır, qiyməti cədvəllərdə verilir.  $K_T$ – temperaturu nəzərə alan əmsalıdır. Əgər  $t \leq 100^\circ\text{C}$  olarsa, onda  $K_T=1,0$ ; Əgər  $t > 100^\circ\text{C}$  olarsa, onda  $K_T$  əmsalı aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$K_T = 0,635 + \frac{100}{400-t}.$$

X və Y əmsallarının qiyməti  $\frac{F_a}{VF_r}$  nisbətindən asılı olaraq seçilir. Belə ki,

$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$  olduqda oxboyu qüvvə yastığın resursunu azaltmadığından  $X=1$ ,

$Y=0$  qəbul etmək olar (burada  $e$  -oxboyu qüvvə faktorudur).  $\frac{F_a}{VF_r} > e$

olarsa, X və Y əmsallarının qiymətləri uyğun cədvəllərdən seçilir. İkisrallı kürəcikli sferik yastıqlar üçün  $e$  əmsalı  $e = 1,5tg\alpha$  düsturu ilə təyin edilir.  $F_a/(VF_2) \leq e$  olduqda  $X=1,0$ ,  $Y=0,42ctg\alpha$ ;  $F_a/(VF_r) > e$  olduqda isə  $X=0,65$ ,  $Y=0,6ctg\alpha$  düsturları ilə hesablanırlar. Qeyd etmək lazımdır ki, bu yastıqlar üçün X, Y və e əmsallarının qiymətləri qabaqcadan hesablanmış və cədvəldə verilmişdir. Konusvari və radial ikisrallı diyircəkli yastıqlar üçün X, Y və e əmsallarının qiymətlərini cədvəldə verilmiş düsturlara görə təyin edirlər. Bu tip yastıqlar üçün də X, Y və e əmsallarının ədədi qiymətləri hesablanmış və kataloqlar cədvəlində verilmişdir.

Həlqələrinin biri bortsuz olan silindrik diyircəkli radial yastıqlar, eləcə də iynəvari yastıqlar oxboyu qüvvələri qəbul etmir. Hər iki həlqəsində

bortu olan yastıqlar çox da böyük olmayan ox boyu qüvvələri qəbul edə bilər. Ancaq bu ox boyu qüvvələr həlqələrin diyirlənmə yoluna deyil, onların bortuna tətbiq olunur. Ona görə də bu yastıqlar üçün ekvivalent yükü hesablayanda oxboyu qüvvələr nəzərə alınmır və  $X=1$ ,  $Y=0$  qəbul edilir.

Əgər dayaq düyünü iki ədəd birsıralı radial və ya radial-dayaq yastığından təşkil olunmuşdursa, onda düyünə təsir edən ekvivalent dinamiki radial yükü hesablayanda  $X$  və  $Y$  əmsallarının qiyməti ikisıralı yastıqlarda olduğu kimi cədvəldən qəbul seçilir.

Dəyişən yükləmə rejimində işləyən yastıqlar da ekvivalent yükə görə seçilir. Bu halda ekvivalent yük aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}},$$

burada  $P_1, P_2, \dots, P_n$  – sabit yüklər olub, uyğun olaraq  $L_1, L_2, \dots, L_n$  (milyon dövr) istismar müddətində təsir edirlər;  $L$  - ümumi uzunömürlülükdür.

Əgər istismar zamanı yastığa təsir edən yük xətti qanun üzrə  $P_{\min}$  – dan  $P_{\max}$ -a qədər dəyişirsə, onda ekvivalent yük aşağıdakı asılılıqdan təyin edilir:

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}.$$

Radial-dayaq yastıqlarının hesablanma xüsusiyyətlərinə nəzər salaraq. Nizamlanan radial-dayaq yastıqlarına təsir edən oxboyu qüvvəni təyin edərkən, kontakt səthlərinin mailliyi ilə əlaqədar radial qüvvələrin təsirindən yaranan oxboyu qüvvələri də nəzərə almaq lazımdır.

Bu qüvvələrin qiyməti yastığın tipindən, kontakt xətlərinin maillik bucağından, radial qüvvələrin qiymətindən, eləcə də yastığın nizamlanması üsulundan asılıdır. Əgər yastıqlar çox böyük araboşluqla quraşdırılmışdırsa, onda ona təsir edən bütün yükü bir və ya iki diyirlənmə elementi (kürəcik və ya diyircək) qəbul edəcəkdir. Bu halda radial qüvvələrdən yaranan oxboyu qüvvə  $F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha$ -ya bərabər olacaqdır. Yastıqların bu cür şəraitdə işləməsi əlverişsiz olduğundan, belə araboşluqların olmasına yol vermək olmaz. Adətən yastıqları elə nizamlamaq lazımdır ki, qərarlaşmış temperatur rejimində araboşluq sıfıra bərabər olsun. Bu zaman yastığa təsir edən radial qüvvəni onun diyirlənmə elementlərinin təxminən yarısı, oxboyu qüvvəni isə hamısı qəbul edir.

Radial qüvvənin təsirindən yaranan minimal oxboyu qüvvə aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$F_{amin} = e' \cdot F_r,$$

burada  $e'$  - oxboyu qüvvə əmsəlidir.

Konusvari diyircəkli yastıqlar üçün  $e'=0,83e$ , kürəcikli radial-dayaq yastıqları üçün  $\alpha \geq 18^\circ$  olduqda  $e'=e$  olur və cədvəldən seçilir.  $\alpha < 18^\circ$  olduqda, oxboyu qüvvənin təsirindən bu bucağın dəyişməsinə nəzərə almaq lazımdır. Buna görə bu tip yastıqlar üçün  $e'$  əmsalını ya cədvəldə göstərilmiş düsturlarla təyin etməli, ya da qrafikdən və yaxud cədvəldən seçmək lazımdır.

Diyirlənmə yastıqlarının normal işləməsi üçün aşağıdakı şərt ödənməlidir:

$$F_a \geq F_{amin}.$$

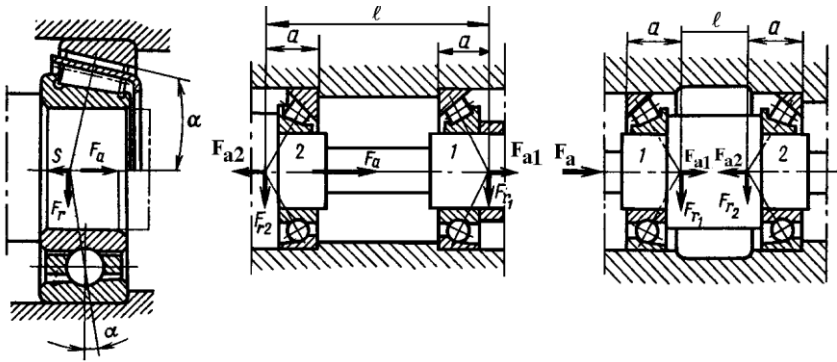
Əgər bu şərt ödənirsə, onda diyirlənmə elementlərinin yarısından çoxu və ya hamısı yük altında olur. Oxboyu qüvvə artdıqca dayağın sərtliyi artır və buna görə də bəzi dayaqlarda əvvəlcədən gərilmə yaradılmış yastıqlardan istifadə edilir. Yuxarıda deyilənlərə görə nizamlanan radial-dayaq yastıqlarına təsir edən oxboyu qüvvəni, vala təsir edən bütün qüvvələrin müvazinət və minimum oxboyu qüvvəni məhdudlaşdıran şərtlərdən istifadə etməklə təyin etmək lazımdır. Məsələn, şəkil 4.7.1-də göstərilmiş sxem üçün aşağıdakı üç müvazinət tənliyi tərtib edilir:

$$F_a + F_{a1} - F_{a2} = 0; F_{a1} \geq F_{a1min}; F_{a2} \geq F_{a2min}.$$

Bu tənlikləri həll etmək üçün dayaqların birində  $F_a=F_{amin}$  qəbul edilir. Məsələn, baxdığımız misalda  $F_{a1} = F_{a1min}$  qəbul edərək,  $F_{a2} = F_a + F_{a1} = F_a + F_{a1min}$  kimi hesablanır. Əgər bu halda  $F_{a2} \geq F_{a2min}$  şərti ödənirsə, onda ox boyu qüvvələrin düzgün təyin edilməsi qəbul edilir. Əgər  $F_{a2} < F_{a2min}$  olarsa, onda  $F_{a2}=F_{a2min}$  qəbul edilərək  $F_{a1} = F_{a2} - F_a = F_{a2min} - F_a$  ifadəsi ilə təyin edilir. Bu halda  $F_{a1} \geq F_{a1min}$  şərti mütləq ödənilməlidir.

Yastıqların statik yükötürmə qabiliyyətinin təyin olunmasına baxaq. Bəzi hallarda diyirlənmə yastıqları onlara təsir edən yüklənməni tərpənməz vəziyyətdə və ya fırlanma tezliyi  $n < 10 \text{ dəq}^{-1}$  olan halda qəbul edir. Buna misal olaraq yükqaldıran avadanlıqların, nəqliyyat maşınlarının və başqa qurğuların yastıqlarını (dönən kranların, yük qarmaqlarının, domkratların və s. dayaq yastıqları) misal göstərmək olar.

Bu şəraitdə işləyən yastıqlar statik yüklənmə qabiliyyətinə görə hesablanırlar.



*Şəkil 4.7.1. Diyirlənmə yastığının yüklənmə sxemi*

Qeyd etmək lazımdır ki, bütün tip yastıqlar üçün statik yüklənmə qabiliyyəti qabaqcadan hesablanmış və uyğun sorğu kitablarında göstərilmişdir. Statik yüklənmə qabiliyyətinin təmin olunması üçün yastıqlara təsir edən ən böyük yük (və ya radial və oxboyu qüvvələrin birgə təsirinə görə hesablanmış ekvivalent yük) yastıqların statik yüklənmə qabiliyyətindən ( $C_0$ ) kiçik olmalıdır.

Kürəcikli radial, diyircəkli və kürəcikli radial-dayaq yastıqları üçün ekvivalent statik yük aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$P_{st} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \geq F_r,$$

burada  $X_o, Y_o$ — radial və oxboyu qüvvə əmsallarıdır.

Yastıqların etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın metodlarından geniş istifadə edirlər. Bu yanaşmanın əsas mahiyyəti ondan ibarətdir ki, həm yastığın dinamik yüklənmə qabiliyyəti, həm də yüklənmə təsadüfi kəmiyyət kimi nəzərdən keçirilir. Həm yüklənmənin, həm də dinamik yüklənmə qabiliyyətinin qiymətlərinin normal paylanma qanununa tabe olduğunu qəbul edərək, yastığın imtinasız işləmə ehtimalını normal paylanmanın kvantilinə görə aşağıdakı ifadə ilə təyin edə bilərik:

$$u_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 V_C^2 + V_P^2}}.$$



Burada  $\bar{n}$  – ehtiyat əmsalının riyazi gözləməsi,  $V_C$  – diyirlənmə yastığının dinamik yüklətmə qabiliyyətinin variasiya əmsalı,  $V_P$  – yastığın ekvivalent yüklənməsinin variasiya əmsallarıdır.

Praktiki hesabatlarda dinamik yüklətmə qabiliyyətinin və ekvivalent yüklənmənin variasiya əmsallarını təxmini olaraq  $V_C=V_P=0,25$  qəbul etmək olar.



Şəkil 5.1.1-dən göründüyü kimi dişli çarxların sıradan çıxmasının bir sıra səbəbləri nadir hallarda rast gəlinir. Əksər hallarda bu səbəblər istismarın şəraitindən asılı olur. Məsələn, rütubətli və ya maye mühitində işləyən ötürücü mexanizmlərin polad və ya çuqundan hazırlanan dişli çarxlarında korroziya nəticəsində sıradan çıxma halları rast gəlinə bilər. Dişli çarxların işçi səthlərinin plastiki deformasiyası da az-az hallarda rast gəlinən imtina səbəblərindən biridir. Bu imtina halı əsasən kiçik bərkliyə malik olan yumşaq poladlardan hazırlanan dişli çarxlarda baş verir. İşçi səthlərin yüksək təzyiqin təsiri altında didilməsi əsasən kiçik sürətli dişli çarxlarda təsadüfi həddi yükləmələrdə rast gəlinir. İşçi səthlərin yeyilməsi əksər hallarda yaxşı yağlanmayan dişli çarx ötürmələrində və açıq ötürmələrdə baş verir. Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərində istifadə olunan dişli çarxlar əsasən yüksək möhkəmliyə və bərkliyə malik olan, termiki emala uğradılmış materiallardan hazırlanıqlarına və xüsusi gövdə daxilində yağ vannasında yerləşdirildiklərinə görə adı çəkilən sıradan çıxma halları bu ötürmələrdə, demək olar ki, çox az rast gəlinir. Dişlərin işçi səthlərində bəzi hallarda mikroqatların yaranması və nisbətən böyük ölçülü hissəciklərin qopması ilə müşayiət olunan imtina halları uzun müddətli istismardan sonra yorulma möhkəmliyinin itirilməsi ilə bağlı olur. Ona görə də bu tip sıradan çıxma halları pitting ilə, yəni yorulma nəticəsində işçi səthin ovxalanması prosesi ilə çox yaxındır. Bir qayda olaraq bu imtinalara görə hesablama da pittingdə olduğu kimi kontakt gərginliklərinə görə Herts düsturu əsasında aparılır.

Yuxarıda qeyd olunanlardan belə nəticəyə gəlmək olar ki, müasir maşın və avadanlıqların dişli çarx ötürmələrində ən çox rast gəlinən imtina halları əyilmə gərginliklərinin uzun müddətli təsirindən sonra yorulma möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində dişlərin sınması və kontakt gərginliklərinin təsirindən dişin işçi səthlərinin yorulma nəticəsində ovxalanmaya (pitting) məruz qalmasıdır. Dişli çarx ötürmələrində bu iki sıradan çıxma halının daha çox rast gəlməsi praktikada sübut olunmuşdur [40, s. 6].

Mövcud ədəbiyyatda [151, s. 4], [152, s. 40 və s.] dişli çarxların müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə möhkəmliyə və uzunömürlülüyə hesabatı ayrı-ayrılıqda aparılmışdır və bu zaman müqayisəli analiz aparılmamışdır. Ona görə də bu tədqiqatlarda layihələndirilən dişli çarxda hansı imtinanın ehtimalının daha yüksək

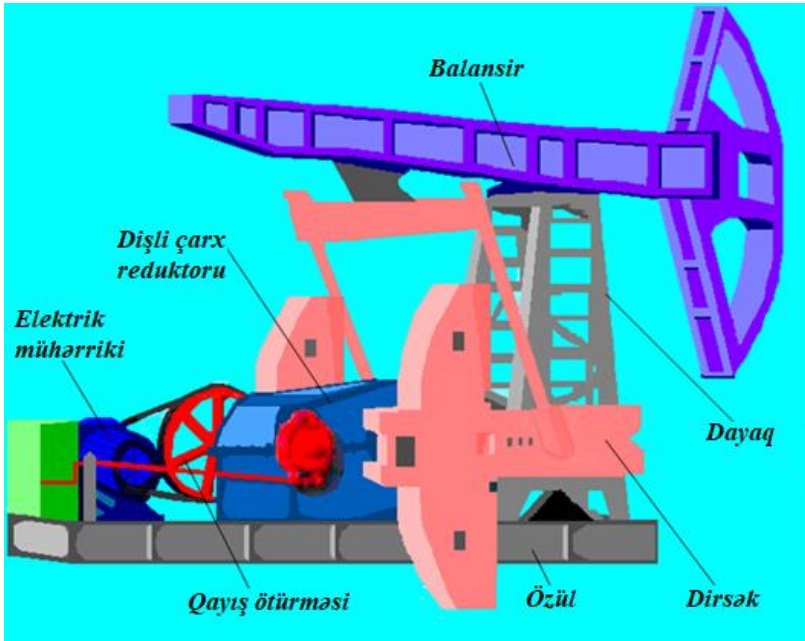
olması və hansı sıradan çıxma halının daha erkən baş verməsinin mümkün olması haqqında hər hansı bir nəticə hasil olunmur. Dişlərin bəzi imtinaları, məsələn, dişlərin sınması daha təhlükəlidir və bu imtinalar yalnız baxılan dişli çarxın deyil, bütün ötürmənin sıradan çıxması ilə nəticələnir. Dişlərin işçi səthində meydana gələn pitting və digər kontakt gərginliyi ilə bağlı olan imtinalar isə heç də həmişə dişli çarxın tam sıradan çıxması ilə nəticələnmirlər və bu zədələnmələrin qarşısını müəyyən vasitələrlə almaq mümkündür.

İstismar zamanı ötürücü mexanizmin dişli çarxları yalnız bir istiqamətdə fırlanarsa (əksər texnoloji maşın və avadanlıqlarda bu hal üstünlük təşkil edir [17, s. 181]), kontakt gərginliyinin təsirindən yaranan sıradan çıxma halları (pitting, didilmə, plastiki deformasiya və s.) dişlərin işçi səthlərində yaranan zədələnmələrlə bağlı olur. Dişlərin qeyri-işçi əks profilləri isə bu zaman kontakt gərginliklərinin təsirinə məruz qalmırlar və bu səthlərdə hər hansı bir zədələnmə baş vermir (şəkil 2.2.1). Bunun əksinə olaraq əyilmə gərginlikləri həm işçi profildə, həm də qeyri-işçi profildə təsir edirlər. Buradan belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, müəyyən istismar dövründən sonra dişlərin yorulma nəticəsində nisbətən zədələnmiş işçi profillərini qeyri-işçi profillərlə əvəz etməklə ötürücü mexanizmin uzunömürlüyünü artırmaq mümkündür. Lakin bu zaman nəzərə alınmalıdır ki, dişlərin əyilmə möhkəmliyi kifayət qədər yüksək olmazsa, bu əməliyyatın heç bir əhəmiyyəti yoxdur. Çünki əyilmə gərginlikləri dişlərin həm işçi və həm də qeyri-işçi profilləri üzrə sınmaya səbəb ola bilərlər. Beləliklə, təklif olunan üsulla dişli çarxların uzunömürlüyünü yalnız o zaman artırmaq mümkündür ki, dişlərin əyilmə möhkəmliyi kifayət qədər yüksək olsun. Ona görə də biristiqamətli hərəkət edən dişli çarxlarda kontakt və əyilmə gərginliklərinə görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi xüsusi əhəmiyyətə malikdir.

Bəzi maşın və avadanlıqların istismar xüsusiyyətlərindən asılı olaraq ötürücü mexanizmin dişli çarxlarının dişləri ikitərəfli yüklənməyə məruz qalırlar. Bu iki halda baş verə bilər: 1) ötürücü mexanizmin dişli çarxları istismar zamanı reversiv hərəkət yerinə yetirirlər (məsələn, dönmə kranların dönmə mexanizmlərinin dişli çarxları [51, s. 73]); 2) biristiqamətli hərəkət edən dişli çarx ötürməsinin aid olduğu mexanizmin yaxşı tarazlaşdırıla bilməməsi (məsələn, neftçixarma sənayesində istifadə olunan bəzi mancanaq dəzgahlarının dişli çarx reduktorları). Dişlərin

ikitetərəfli yüklənməsi rejimində dövrü olaraq dəyişən əyilmə gərginlikləri daha təhlükəlidirlər, çünki kontakt gərginlikləri növbə ilə müxtəlif profillərdə təsir edirlər və buna görə də çox zaman dişli çarxın imtinasına səbəb olurlar.

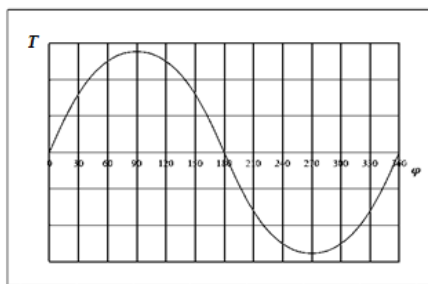
Neftçıxarma sənayesində istifadə olunan mancanaq dəzgahlarının dişli çarx reduktorlarının misalında dişlərin birtərəfli və ikitərəfli yüklənməsinə baxaq. Ştanqlı nasosların (şəkil 5.1.2) mexanizmlərinin yaxşı tarazlaşdırılması mümkün olmadıqda ştanqın asqı nöqtəsi bir tam tsikl ərzində qeyri-bərabər yüklənir. Bu isə tarazlaşdırılmayan (və ya pis tarazlaşdırılan) mancanaq dəzgahlarında enerjinin qeyri-bərabər sərf olunmasına və beləliklə də dişli çarx reduktorunun çıxış valında fırlanma momentinin dövrü olaraq dəyişməsinə səbəb olur [138, s. 214].



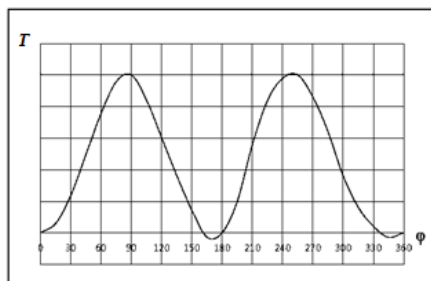
*Şəkil 5.1.2. Balansirli mancanaq dəzgahı*

Ştanqlı nasos mexanizmləri tarazlaşdırılmadıqda dişli çarx reduktorunun çıxış valındakı fırlanma momentinin valın bir dövrü ərzində dəyişməsi qrafik 5.1.1, a-da göstərilən şəkildə olur. Çıxış valında

fırlanma momentinin qiymət və istiqamətinin dövrü olaraq dəyişməsi dişli çarxların dişlərinin ilişməsinə də öz təsirini göstərir. Ştanqın aşağı vəziyyətdən yuxarıya doğru hərəkəti zamanı reduktorun çarxlarının dişlərinin yalnız işçi profilləri kontakta girirlər (şəkil 5.1.3, a). Bu zaman aparılan çarxın faktiki bucaq sürəti  $\omega_2 < \omega_{2q}$  şərtini ödəyir. Burada  $\omega_{2q}$  – aparılan çarxın qərarlaşmış rejimdəki bucaq sürətidir. Ştanqın yuxarı vəziyyətində, yəni  $\omega_2 = \omega_{2q}$  olduqda, reduktorun aparılan valında fırlanma momenti sıfıra bərabər olur və dişlər arasında kontakt gərginliyi demək olar ki, təsir etmir (şəkil 5.1.3, b).



a)

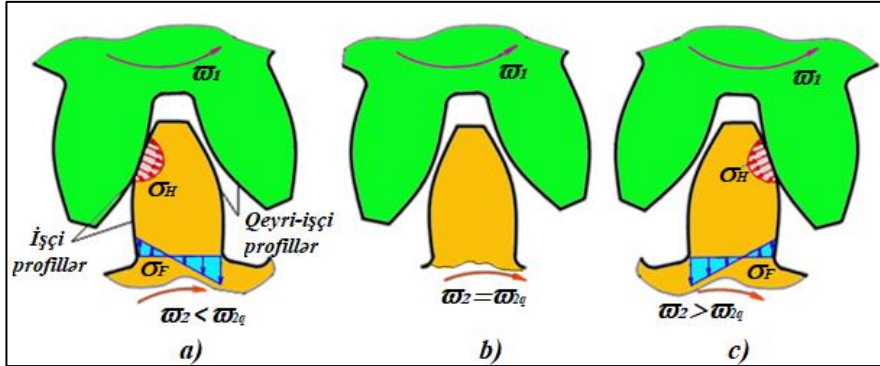


b)

**Qrafik 5.1.1.** Tarazlaşdırılmayan (a) və tarazlaşdırılan (b) mancaqaq dəzgahının reduktorunun çıxış valında fırlanma momentinin dəyişmə qrafikləri

Ştanqın ən yuxarı vəziyyətdən aşağıya doğru hərəkəti zamanı fırlanma momenti mənfi qiymət alır. Bu, aşağı hərəkət edən ştanqın və ona birləşdirilmiş hissələrin ətalət qüvvələrinin təsiri ilə bağlıdır. Bunun nəticəsində reduktorun aparılan valının bucaq sürəti artır, yəni  $\omega_2 > \omega_{2q}$  şərti ödənilir və nəticədə çarxların dişlərinin qeyri-işçi profilləri kontakta girirlər (şəkil 5.1.3, c). Bu halda enerjinin əks istiqamətdə ötürülməsi baş verir və elektrik mühərriki generator rejimində işləyir. Beləliklə, tarazlaşdırılmayan (və ya pis tarazlaşdırılan) mancaqaq dəzgahlarında enerjinin ötürülməsi istiqamətinin dövrü olaraq dəyişməsi reduktorun dişli çarxlarında dövrü dəyişən gərginliklər yaradır. Fırlanma momentinin istiqamətinin əksinə dəyişməsi dişlərin ilişməyə zərbə ilə daxil olmasına və bəzi hallarda onların kəskin artan əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə sınmasına səbəb ola bilər. Yuxarıda qeyd

edildiyi kimi bu cür yüklənmə rejimində işarəcə dəyişən əyilmə gərginlikləri kontakt gərginlikləri ilə müqayisədə daha təhlükəlidir. Ona görə də dişli çarx ötürmələrinin uzunömürlüyü dişli çarxların materialından, ilişmə modulundan və en əmsalından asılı olur.



**Şəkil 5.1.3.** Mancanaq dəzgahının reduktorunun dişli çarxlarının yüklənmə sxemləri

Mancanaq dəzgahlarının reduktorlarının dişli çarxlarında işarəcə dəyişən yükləmələrin mənfi təsirini aradan qaldırmaq üçün tarazlaşdırmanın aparılması tələb olunur. Tarazlaşdırılan mancanaq dəzgahında reduktorun çıxış valında fırlanma momentinin valın bir dövrü ərzində dəyişməsi qrafik 5.1.1, b-də göstərilmişdir. Balansirin başlığının yuxarı kənar vəziyyətdən aşağıya doğru və əksinə istiqamətini dəyişməsi anında müəyyən qədər mənfi moment yaransa da, düzgün tarazlaşdırma vasitəsi ilə bu momentin qiymətini minimuma endirmək mümkün olur. Düzgün tarazlaşdırılmanın aparılması zamanı reduktorun dişli çarxlarının yüklənmə şəraiti kifayət qədər dəyişir. Dirsəyin biristiqamətli hərəkətində kontakt gərginlikləri reduktorun dişli çarxlarının yalnız işçi profillərində təsir edir. Dişlərin qeyri-işçi profilləri isə şəkil 5.1.3, a-da olduğu kimi yükləmədən azad olurlar. Buna baxmayaraq əyilmə gərginlikləri dişlərin hər iki profilində təsir edir. Əgər əyilmə gərginliklərinin təsirindən dişlərin sıradan çıxma ehtimalı digər imtinaların ehtimalı ilə müqayisədə çox kiçik olarsa, işçi profilləri qeyri-

işçi profillərlə əvəz etməklə dişli çarxların uzunömürlüyünü kifayət qədər artırmaq mümkündür.

Beləliklə, yuxarıda qeyd olunanlar əsasında belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, dişli çarxların dişlərinin həm birtərəfli, həm də ikitərəfli yüklənməsində əyilmə möhkəmliyinin yüksək olması mühüm praktiki əhəmiyyətə malikdir. Ona görə də iki müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarına görə - əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə möhkəmlik şərti əsasında dişli çarxların uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinin aparılması xüsusi əhəmiyyət kəsb edir. Belə analizin aparılması maşın və avadanlıqların layihələndirilməsi prosesində dişli çarxların materialının, ilişmə modulunun və en əmsallarının düzgün seçilməsində mühüm rol oynaya bilər.

## **5.2. Evolvent profilli dişli çarxlarda uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi**

Müasir maşın və avadanlıqlarda evolvent profilli silindrik dişli çarxlar daha böyük tətbiq sahəsinə malikdirlər. [118, s. 2137], [180, s. 339], [183, s. 48]-də evolvent profilli silindrik dişli çarxların resursunun müxtəlif işgörmə qabiliyyətinə görə müqayisəli analizi aparılmışdır. Dişli çarxların resursunun iki müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarına görə müqayisəli analizini aparmaq üçün uzunömürlük nisbəti adlanan ölçüsüz  $K_{FH}$  kəmiyyətindən istifadə olunur:

$$K_{FH} = \frac{N_F}{N_H}. \quad (5.2.1)$$

Burada  $N_F$  – dişlərin dağılmasına (sınmasına) səbəb olan dəyişən əyilmə gərginliklərinin ( $\sigma_F$ ) tsikllər sayının hesabi həddi qiymətidir;

$N_H$  - dişlərin dağılmasına (pitting və s. nəticəsində) səbəb olan dəyişən kontakt gərginliklərinin ( $\sigma_H$ ) tsikllər sayının hesabi həddi qiymətidir;

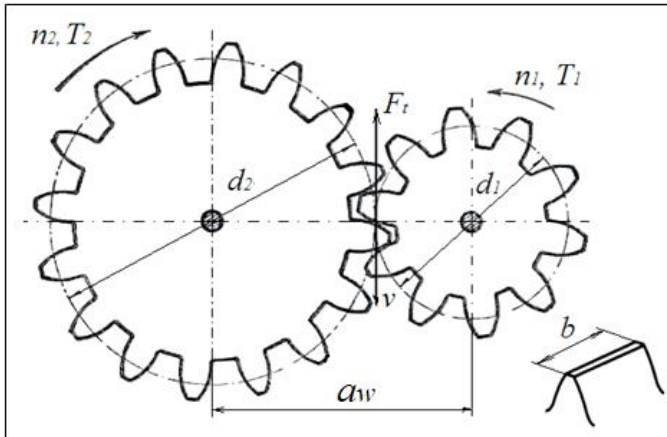
$N_F$  və  $N_H$  hesabi yüklənmə tsikllərinin sayı (4.2.4) və ya (4.2.5) ifadələrinin köməyi ilə təyin olunur. Yuxarıda qeyd olunduğu kimi dəyişən əyilmə gərginlikləri reduktorun dişli çarxları üçün daha təhlükəli hesab olunur. Dişlərin ikitərəfli yüklənməsində əyilmə gərginliklərinə görə möhkəmlik şərti əsasında resursun kontakt gərginlikləri ilə müqayisədə daha çox olması üçün  $K_{FH} > 2$  şərtinin ödənməsi zəruridir. Dişlərin birtərəfli yüklənməsi halında da yalnız  $K_{FH} > 2$  şərti ödəndiyi halda istismarın müəyyən dövründən sonra işçi səthin qeyri-işçi səthlə



əvəz olunması üsulu ilə uzunömürlüüyün artırılması mümkündür. Ona görə də  $K_{FH}$  əmsalının müxtəlif amillərdən, məsələn, dişli çarxların fırlanma tezliyindən, materialların mexaniki xarakteristikalarından, ilişmə modulundan və en əmsalından asılı olaraq dəyişməsinin tədqiqi mühüm əhəmiyyətə malikdir.

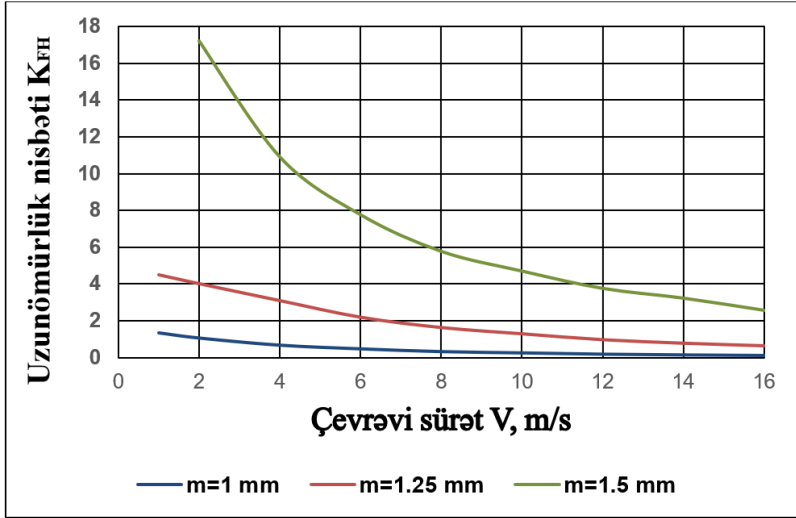
(5.2.1) və eləcə də (4.2.4), (4.2.6) və (4.2.7) ifadələrini analiz etdikdə belə nəticəyə gəlmək olar ki, uzunömürlük nisbəti  $K_{FH}$  bir sıra amillərdən asılıdır. Bu amillərə yükləmə şəraiti, dişli çarxların həndəsi ölçüləri (xüsusilə də ilişmə modulu və en əmsalı), materialların mexaniki xarakteristikalarını və s. aid etmək olar.

Müxtəlif parametrlərin uzunömürlülük nisbəti  $K_{FH}$ -a təsirini araşdırmaq məqsədi ilə (4.2.4), (4.2.5), (4.2.6) və (4.2.7) düsturlarından istifadə etməklə (5.2.1) ifadəsi əsasında birpilləli silindrik dişli çarx ötürməsi (şəkil 5.2.1) üçün hesablamalar aparılmışdır. Mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=160$  mm, ötürmə ədədi  $u=4$  olan düzdişli silindrik çarx ötürməsinin aparan çarxı üçün uzunömürlük nisbətinin dişli çarxların çevrəvi sürətindən, ilişmə modulundan və dişli çarxın diametrə görə en əmsalından asılılıqları (5.2.1 – 5.2.4) qrafiklərində göstərilmişdir.

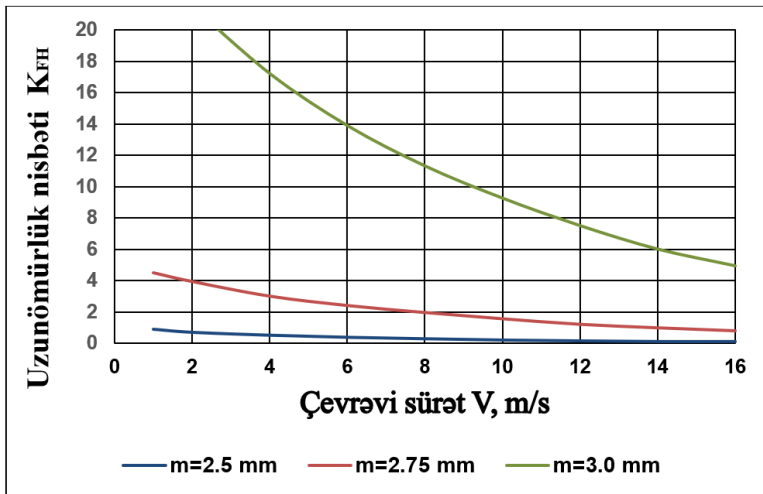


**Şəkil 5.2.1.** Silindrik dişli çarx ötürməsi

Qrafik 5.2.1 və 5.2.2-dən göründüyü kimi həm yaxşılaşdırılmış poladlardan, həm də tablənmiş poladlardan hazırlanmış dişli çarxlarda çevrəvi sürətin ( $V$ ) artması ilə uzunömürlük nisbəti  $K_{FH}$  azalır.

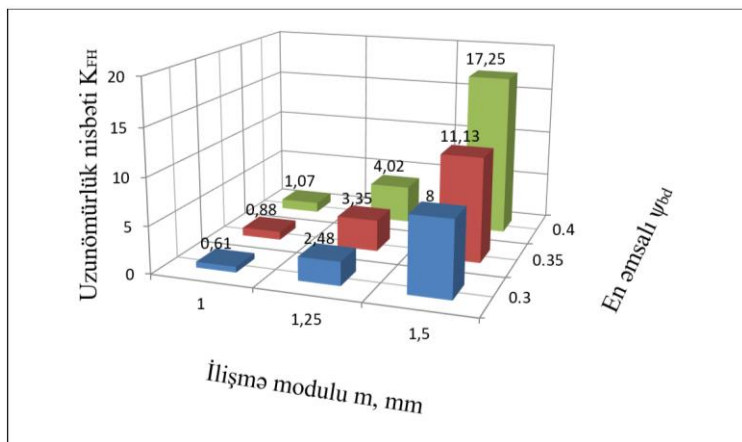


**Qrafik 5.2.1.** 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanan dişli çarxlarda uzunömürlük əmsalının çevrəvi sürətdən asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w=160$  mm; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=3125$  N)



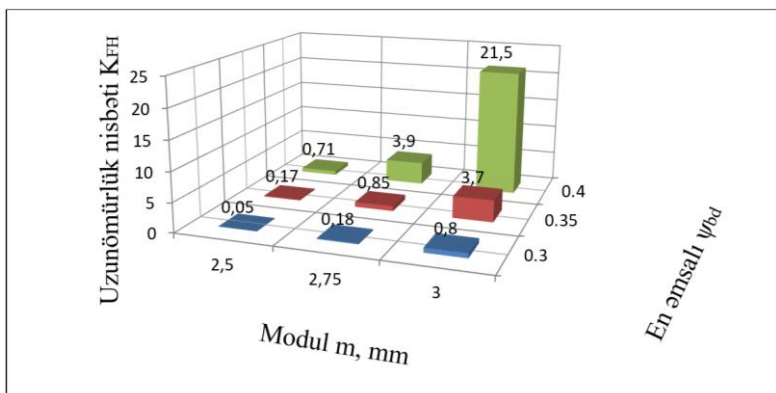
**Qrafik 5.2.2.** 16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanan dişli çarxlarda uzunömürlük əmsalının çevrəvi sürətdən asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w=160$  mm; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=7800$  N)

Dişlərin ilişmə modulu ( $m$ ) və diametrə görə en əmsalı ( $\psi_{bd}$ ) da uzunömürlük əmsalına əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir. Qrafik 5.2.3-dən görüldüyü kimi yaxşılaşdırılmış poladdan ( $34CrMo4$ ,  $\sigma_{FD}=520 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=530 \text{ N/mm}^2$  [147, əlavələr]) hazırlanmış dişli çarxlar üçün ilişmə modulunun  $m>1,25 \text{ mm}$  və diametrə görə en əmsalının  $\psi_{bd}>0,3$  qiymətlərində artıq  $K_{FH} > 2$  şərti ödənilir.



**Qrafik 5.2.3.** *34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanan dişli çarxlarda uzunömürlük əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w=160 \text{ mm}$ ; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=3125 \text{ N}$ )*

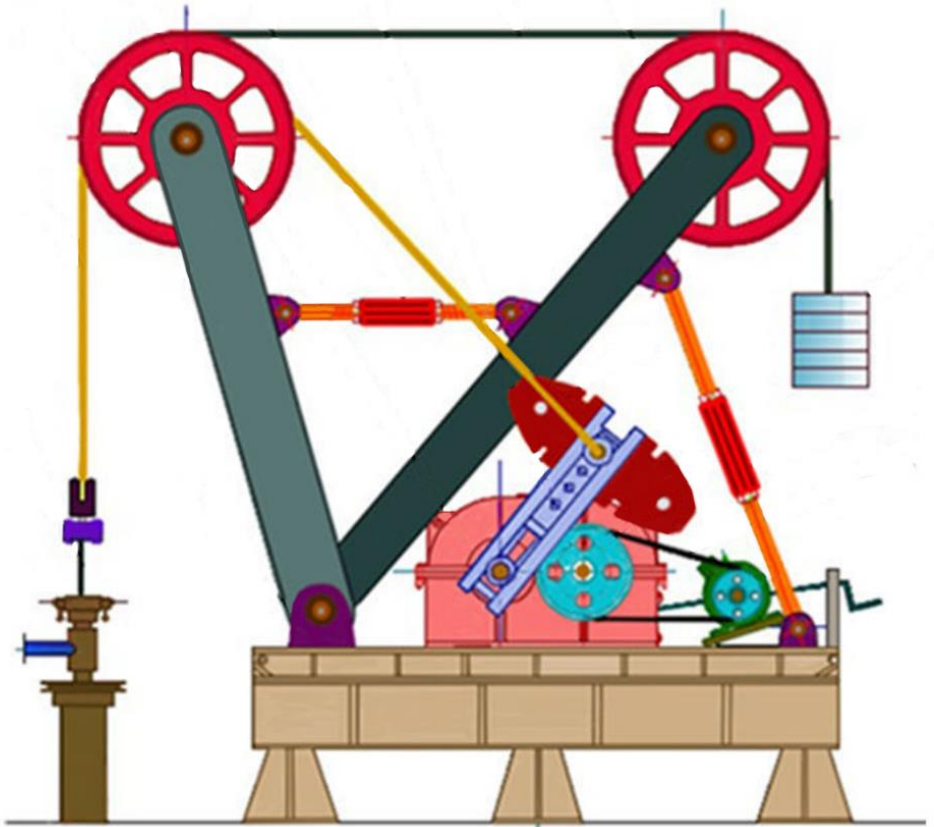
Tablanmış poladlardan hazırlanmış dişli çarxlarda vəziyyət bir qədər dəyişir. Termiki emal nəticəsində dişlərin səthi bərkliyi daha çox yüksəldildiyi üçün tablanmış poladlarda kontakt gərginlikləri meyarına görə resurs daha çox artmış olur. Bu hal xüsusilə də səthi tablamaya uğradılmış dişli çarxlarda özünü büruzə verir. Qrafik 5.2.4-dən görüldüyü kimi 16MnCr5 markalı tablanmış poladdan ( $\sigma_{FD}=860 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=1470 \text{ N/mm}^2$ ) hazırlanmış dişli çarxlarda yalnız  $m>3 \text{ mm}$  və  $\psi_{bd}>0,35$  (və ya  $m>2,75 \text{ mm}$  və  $\psi_{bd}>0,4$ ) olduqda  $K_{FH} > 2$  şərti ödənilir.



**Qrafik 5.2.4.** 16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanan dişli çarxlarda uzunömürlük əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w=160$  mm; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=7800$  N)

Böyük ölçülü dişli çarx reduktorlarında iqtisadi nöqteyi-nəzərdən uzunömürlüyün artırılması xüsusi əhəmiyyət kəsb edir. Buna görə də yuxarıda bəhs olunan mancanaq dəzgahlarının reduktorlarında dişlərin müxtəlif işgörmə qabiliyyətinə görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinə baxaq. Müasir mancanaq dəzgahlarında bir qayda olaraq ikipilləli və ya üçpilləli silindrik dişli çarx reduktorlarından istifadə edirlər. „Lufkin“ şirkəti tərəfindən təklif olunan spiralvari dişli şevron çarx reduktorlarında montaj dəqiqliyi böyük rol oynamır və bu reduktorlar reversiv hərəkət zamanı da çox yaxşı işləyirlər. Bəzi hallarda mancanaq dəzgahlarında „Novikov“ ötürmələrindən də istifadə edirlər.

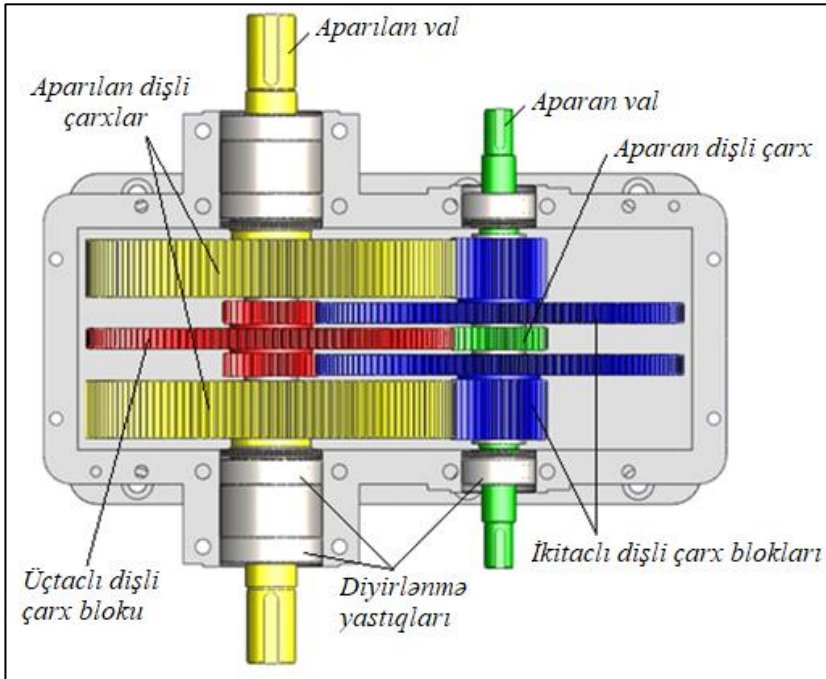
[32]-də balansirsiz mancanaq dəzgahının yeni modeli təklif olunmuşdur (şəkil 5.2.2). Təklif olunan qurğunun tarazlaşdırılması kombine edilmiş üsulla, yəni həm hərəkətli, həm də rotorlu əksyüklərin köməyi ilə aparılır. Rotorlu əksyük dirsək üzərində, hərəkətli əksyük isə kanat vasitəsi ilə ştanqın tiri ilə birləşdirilmişdir. Hərəkətli əksyük mancanaq dəzgahının dirsəyinə və eləcə də reduktorun çıxış valına düşən yükü xeyli azaldır. Tədqiqatlar vasitəsi ilə təqdim olunan kombine edilmiş tarazlaşdırma üsulunun effektivliyi sübuta yetirilmişdir [111, s. 112].



*Şəkil 5.2.2. Balansirsiz mancanaq dəzgahı*

[70, s. 94]-də mancanaq dəzgahının ötürücü mexanizmi üçün yeni tipli ikiiaxınlı üçpilləli dişli çarx reduktoru təklif olunmuşdur (şəkil 5.2.3). Təklif olunan reduktor iki valdan və bu vallar üzərində yerləşdirilmiş dişli çarxlardan və dişli çarx bloklarından ibarətdir. İtgedişli pillənin aparan çarxı aparan valla işgil birləşdirməsinin köməyi ilə tərpənməz bərkidilmişdir. Yavaşgedişli pillənin aparılan dişli çarxları da aparılan valla işgil vasitəsi ilə tərpənməz birləşdirilmişdir. İkitacılı və üçtacılı aralıq dişli çarx blokları isə vallar üzərində sürüşmə yastıqları üzərində sərbəst fırlanırlar. Təqdim olunan konstruksiyanın əsas üstünlükləri onun

yığcamlığı, etibarlılığı, texnolojiliyi və böyük ötürmə ədədinə malik olmasıdır.

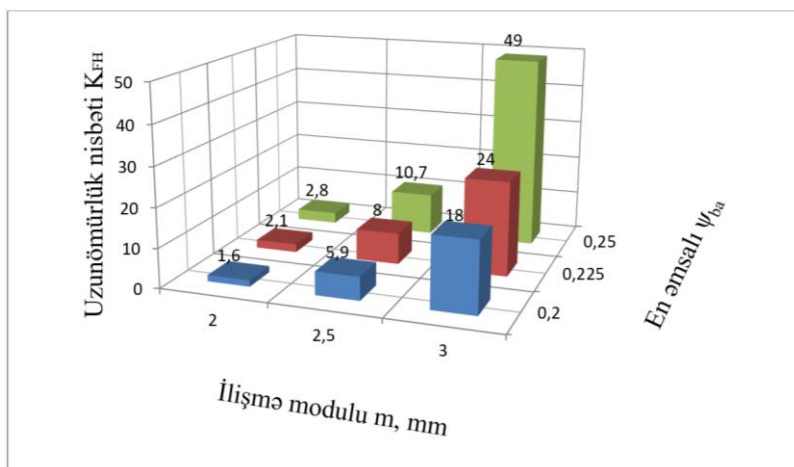


**Şəkil 5.2.3.** İkişaxlı üçpilləli düzdişli çarx reduktoru

Çıxış valındakı momentdən və tələb olunan ötürmə ədədindən asılı olaraq təqdim olunan yeni tipli reduktorun müxtəlif modifikasiyaları layihələndirilmişdir. Təklif olunan yeni modelin zavod nümunəsi hazırlanmış və CKД-1,5-710 markalı mancanaq dəzgahında quraşdırılaraq real istismar şəraitində sınaqdan keçirilmişdir. Sınaqların keçirilməsi və nəticələri haqqında məlumatlar əlavə 2-də əks olunmuşdur. Göründüyü kimi təklif olunan reduktorun ilk sınaqları müsbət nəticələrlə yekunlaşmışdır. [117, s. 42]-də mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=315$  mm və ümumi ötürmə ədədi  $u=91,1$  olan ikişaxlı üçpilləli silindrik dişli çarx reduktorunun dişli çarxlarının uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinə baxılmışdır. Hər bir pillənin ötürmə ədədi 4,5-ə bərabərdir. Ən böyük yüklənmə yavaşgədişli pillədə yarandığına görə hesabat bu

pillənin dişli çarxlarına görə aparılmışdır. Dişli çarxların digər parametrləri (məsələn, dişlərin sayı, ilişmə modulları, en əmsalları, materialların mexaniki xarakteristikaları və s.) müqayisəli analizin aparılması üçün müəyyən hədlərdə variasiya olunurlar.

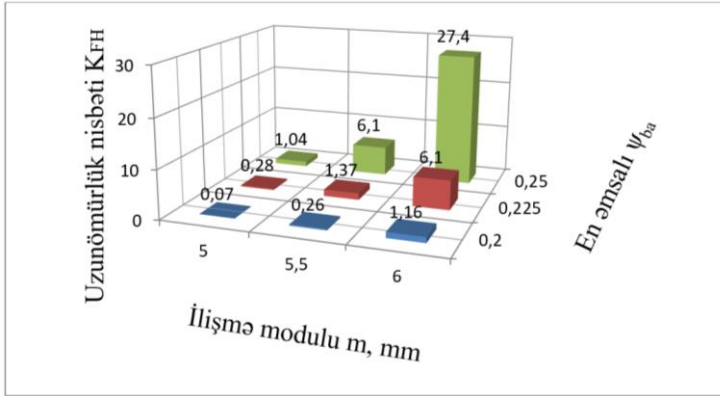
Qrafik 5.2.5 və 5.2.6-da təqdim olunan reduktorun yavaşgedişli pilləsinin düzdişli aparılan çarxı üçün uzunömürlük nisbətinin ilişmə modulundan və mərkəzlərarası məsafəyə görə en əmsalından asılılıq qrafikləri əks olunmuşdur. Qrafik 5.2.5-dən göründüyü kimi 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan ( $\sigma_{FD}=520 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=530 \text{ N/mm}^2$ ) hazırlanmış dişli çarxlarda ilişmə modulunun  $m>2 \text{ mm}$  və mərkəzlərarası məsafəyə görə çarxın en əmsalının  $\psi_{ba}>0,225$  (və ya  $m>2,5 \text{ mm}$  və  $\psi_{ba}>0,2$ ) qiymətlərində uzunömürlük nisbəti  $K_{FH}>2$  şərti ödənilir. Modulun və en əmsalının bundan kiçik qiymətlərində isə uzunömürlük nisbəti kifayət qədər kiçik qiymət alır, yəni əyilmə gərginliyinə görə hesabi resurs kontakt gərginliyinə görə hesabi resursdan kiçik olur.



**Qrafik 5.2.5.** 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanan düzdişli çarxlarda  $K_{FH}$  əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w=315 \text{ mm}$ ; aparılan valda moment  $T=7100 \text{ Nm}$ )

16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanmış (düzümlük hədləri uyğun olaraq  $\sigma_{FD}=860 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=1470 \text{ N/mm}^2$ ) dişli çarxlar

üzərində aparılan hesablamalar göstərir ki, bu halda uzunömürlük nisbətini  $K_{FH} > 2$  şərtini ödəməsi üçün ilişmə modulu  $m > 5,5$  mm və  $\psi_{ba} > 0,25$  (və ya  $m > 6$  mm və  $\psi_{ba} > 0,225$ ) şərti ödənməlidir (qrafik 5.2.6). Buradan görünür ki, böyük ölçülü dişli çarx reduktorlarında da eyni modula malik tablanmış dişli çarxlar üçün uzunömürlük nisbətini qiyməti yaxşılaşdırılmış poladlardan hazırlanmış dişli çarxlarla müqayisədə xeyli kiçik qiymət alır.

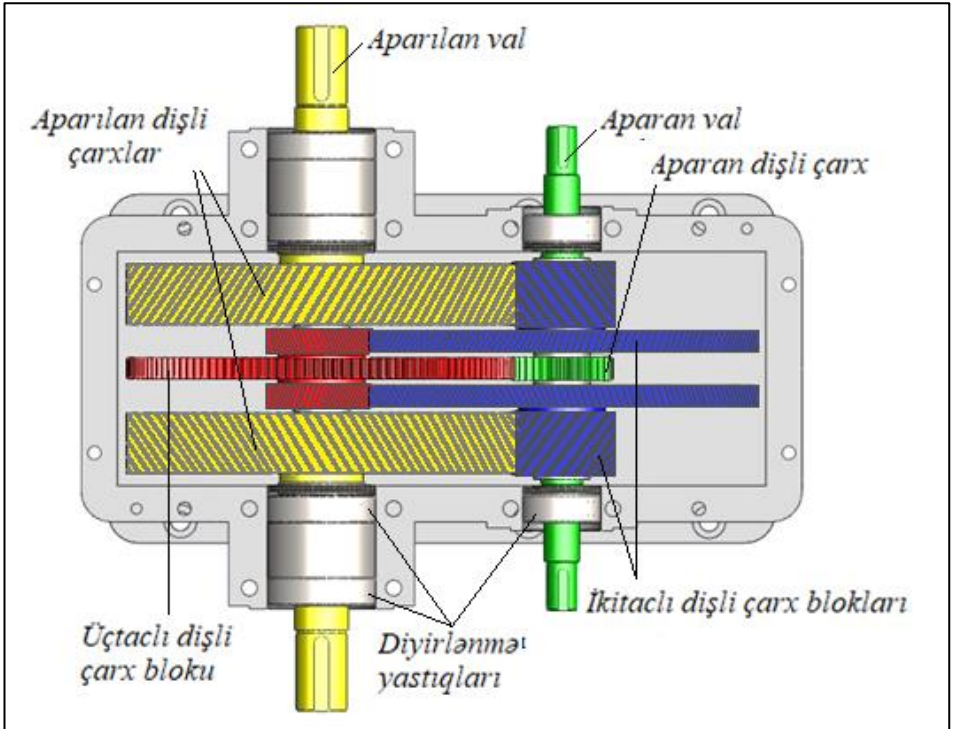


**Qrafik 5.2.6.** 16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanan düzdişli çarxlarda uzunömürlük əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w = 315$  mm; aparılan valda moment  $T = 18700$  Nm)

Təqdim olunan ikiaxınlı üçpilləli dişli çarx reduktorunun yükləmə qabiliyyətinin artırılması və hərəkətin səlisliyinin təmin olunması üçün yavaşgedişli pillənin dişli çarxlarını, ikitəclı dişli çarx bloklarını və üçtəclı dişli çarx blokunun aparıcı çarxlarını çəpdişli hazırlamaq olar (şəkil 5.2.4). Bu halda çəp dişli çarxlarda yaranan oxboyu qüvvələr cüt-cüt bir-birini kompensasiya edirlər və valların dayaqlarına əlavə yük düşmür. Yuxarıda təqdim olunan metodika ilə reduktorun daha çox yüklənmiş aparıcı çəp dişli çarxının müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi aparılmışdır. Burada uzunömürlük nisbətini ( $K_{FH}$ ) çəpdişli aparıcı çarxın normal ilişmə modulundan ( $m_n$ ) və mərkəzlərarası məsafəyə görə en əmsalından ( $\psi_{ba}$ ) asılılığı araşdırılmışdır.



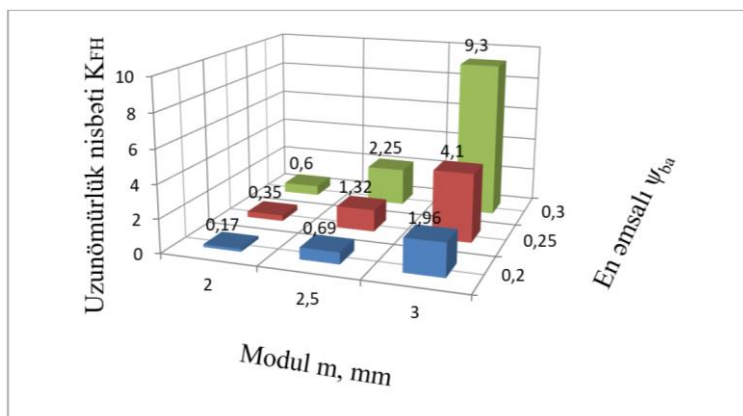
Qrafik 5.2.7 və 5.2.8-də ikiiaxınlı üçpilləli paket tipli dişli çarx reduktorunun çəplik bucağı  $\beta=25^0$  olan çəpdişli aparılan çarxının uzunömürlük əmsalının ilişmə modulundan və mərkəzlərarası məsafəyə görə en əmsalından asılılıq qrafikləri əks olunmuşdur. Qrafik 5.2.7-dən görüldüyü kimi 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan ( $\sigma_{FD}=520 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=530 \text{ N/mm}^2$ ) hazırlanmış çəpdişli çarxlarda normal ilişmə modulunun  $m_n > 2,5 \text{ mm}$  və mərkəzlərarası məsafəyə görə çarxın en əmsalının  $\psi_{ba} > 0,3$  (və ya  $m_n > 3 \text{ mm}$  və  $\psi_{ba} > 0,25$ ) qiymətlərində uzunömürlük nisbətinin qiyməti üçün  $K_{FH} > 2$  şərti ödənilir.



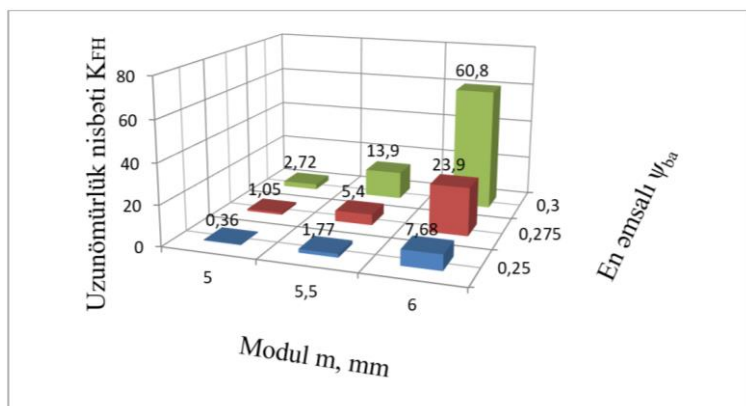
**Şəkil 5.2.4.** İkiiaxınlı üçpilləli çəpdişli çarx reduktoru

16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanmış (düzümlük hədləri uyğun olaraq  $\sigma_{FD}=860 \text{ N/mm}^2$  və  $\sigma_{HD}=1470 \text{ N/mm}^2$ ) çəpdişli çarxlar üzərində aparılan araşdırmalar göstərir ki, bu halda uzunömürlük nisbətinin  $K_{FH} > 2$  şərtini ödəməsi üçün normal ilişmə modulunun  $m_n > 5$

mm və  $\psi_{ba} > 0,3$  (və ya  $m_n > 5,5$  mm və  $\psi_{ba} > 0,275$ ) şərti ödənməlidir (qrafik 5.2.8).



**Qrafik 5.2.7.** 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanan çəpdişli çarxlarda  $K_{FH}$  əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w = 315$  mm; aparılan valda moment  $T = 11000$  Nm)



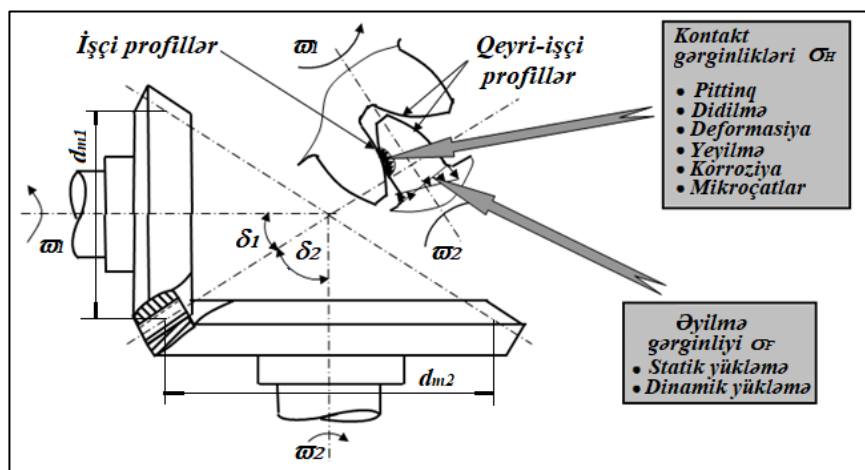
**Qrafik 5.2.8.** 16MnCr5 markalı tablanmış poladdan hazırlanan çəpdişli çarxlarda  $K_{FH}$  əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı (mərkəzlərarası məsafə  $a_w = 315$  mm; aparılan valda moment  $T = 22000$  Nm)

Silindrik dişli çarx ötürmələri ilə müqayisədə hazırlanma və quraşdırma dəqiqliyinə yüksək tələblər qoyulmasına və yükləyici qabiliyyətinin konstruksiya ilə bağlı olaraq məhdudlaşmasına baxmayaraq, konusvari dişli çarx ötürmələri müasir texnoloji avadanlıqların, nəqliyyat maşınlarının, robototexniki sistemlərin intiqallarında geniş tətbiq olunurlar. Bu, konusvari dişli çarx ötürmələrinin hərəkəti kəşşən vallar arasında ötürə bilməsi ilə əlaqədardır. Buna görə də konusvari dişli çarx ötürmələrinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi və uzunömürlüylünün yüksəldilməsi ilə bağlı aparılan tədqiqatların mühüm praktiki əhəmiyyəti vardır.

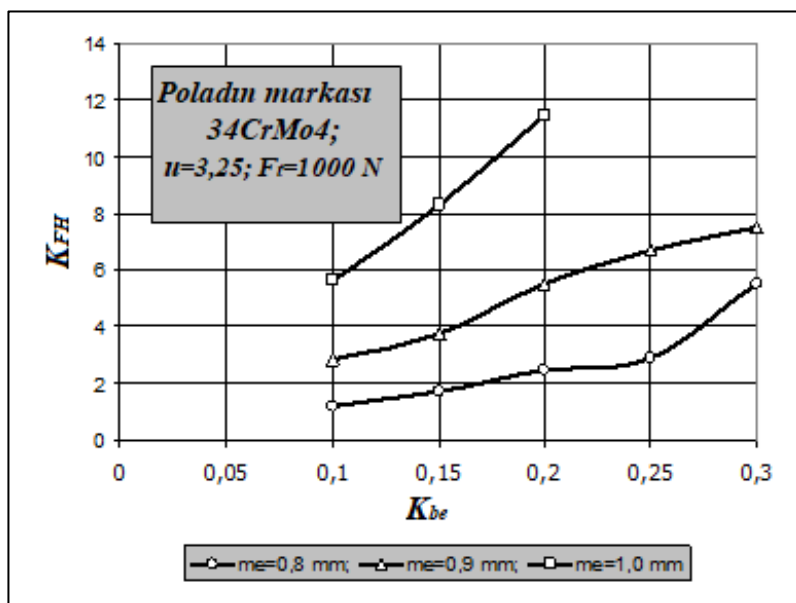
[185, s. 147]-də böyük yükləməyə məruz qalan konusvari dişli çarx ötürməsinin müxtəlif işləmə qabiliyyəti meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi məsələsinə baxılmışdır. Konusvari dişli çarx ötürmələrində də dişli çarxların əsas sıradan çıxma səbəbləri dişlərin işçi profilində təsir edən kontakt gərginlikləri və dişin dibində yaranan əyilmə gərginlikləri ilə bağlıdır (şəkil 5.2.5).

Konusvari dişli çarx ötürmələrində kontakt və əyilmə gərginlikləri silindrik dişli çarx ötürməsinə analoji olaraq (4.2.6) və (4.2.7) ifadələri ilə təyin olunur [147, s. 554-555]. Lakin burada əsas həndəsi parametrlər və əmsallar ekvivalent silindrik dişli çarxa uyğun olaraq qəbul edilməlidir.

Hesablamalar göstərmişdir ki, konusvari dişli çarx ötürmələrində də uzunömürlük nisbəti modulun və en əmsalının artması ilə yüksəlir. Dişli çarxları yaxşılaşdırılmış polad 34CrMo4 (DIN 17200) materialından hazırlanmış, ötürmə ədədi  $u=3,25$ , xarici konus məsafəsi  $R_e=85$  mm, ötürdüyü çevrəvi qüvvə  $F_t=1000$  N olan düzdişli konusvari ötürmədə modulun müxtəlif qiymətlərində uzunömürlük nisbətinin en əmsalından asılılığı qrafik 5.2.9-də əks olunmuşdur. Şəkildən göründüyü kimi xarici en kəsik üzrə modulun hətta  $m_e>0,9$  mm qiymətlərində uzunömürlük nisbətinin qiymətləri üçün həmişə  $K_{FH}>2$  şərti ödənilir.



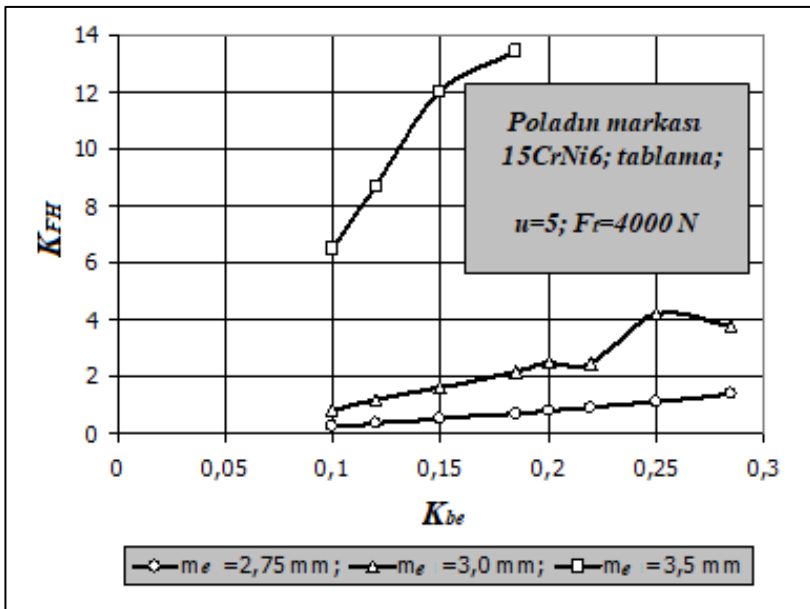
**Şəkil 5.2.5.** Konusvari dişli çarxlarda yaranan gərginliklər və sıradan çıxma halları



**Qrafik 5.2.9.** 34CrMo4 markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanan konusvari düzdişli çarxlarda  $K_{FH}$  əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı ( $u=3,25$ ; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=1000$  N)

Konusvari dişli çarxların da II qrup poladlardan hazırlandığı halda kontakt möhkəmliyinin daha yüksək olması ilə vəziyyət dəyişir. Tablanmış polad 15CrNi6 (DIN 17210) materialından hazırlanmış, ötürmə ədədi  $u=5$ , xarici konus məsafəsi  $R_e=160$  mm, ötürdüyü çevrəvi qüvvə  $F_t=4000$  N olan düzdişli konusvari ötürmədə modulun müxtəlif qiymətlərində uzunömürlük nisbətinin en əmsalından asılılığı qrafik 5.2.10-da təsvir olunmuşdur. Şəkildən göründüyü kimi xarici en kəsik üzrə modulun yalnız  $m_e > 3,5$  mm qiymətlərində (və ya  $K_{be} > 0,18$  olduqda  $m_e > 3,0$  mm qiymətlərində) uzunömürlük nisbətinin qiymətləri üçün  $K_{FH} > 2$  şərti ödənilir.

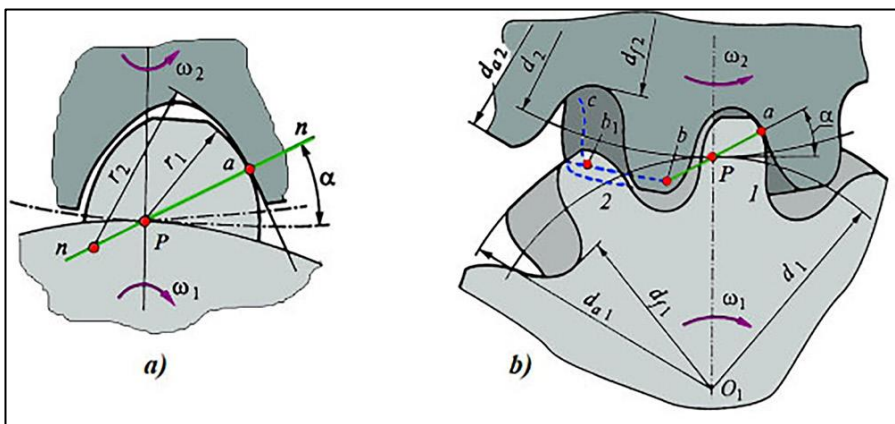
Aparılan hesabatlardan analizindən belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, silindrik dişli çarx ötürmələrində çarxların materiallarını, ilişmə modullarını, en əmsallarını düzgün seçməklə əyilmə gərginliklərinə görə möhkəmliyi yüksəltmək mümkündür. Bu isə dişli çarx ötürmələrinin uzunömürlüyünü artırmağa imkan verir.



**Qrafik 5.2.10.** 15CrNi6 markalı tablanmış poladdan hazırlanan konusvari düzdişli çarxlarda  $K_{FH}$  əmsalının ilişmə modulundan və en əmsalından asılılığı ( $u=5$ ; ötürülən çevrəvi qüvvə  $F_t=4000$  N)

### **5.3. Novikov ötürməsinin dişli çarxlarında uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi**

Bir sıra maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində Novikov ötürməsindən də geniş istifadə olunur. Evolvent profilli dişli çarxlardan fərqli olaraq Novikov ötürməsinin çarxlarının dişləri dairəvi profilli olurlar. Dişlərin profillərinin formasından asılı olaraq Novikov ötürmələrinin iki növündən istifadə edirlər: 1) aparıcı çarxın dişlərinin profili qabarıq, aparılan çarxın dişlərinin profili çökük olan və bir ilişmə xəttinə malik olan Novikov ötürmələri (şəkil 5.3.1, a); 2) Həm aparıcı, həm də aparılan çarxların dişlərinin profilinin bir hissəsi qabarıq, digər hissəsi isə çökük olan iki ilişmə xəttinə malik olan Novikov ötürmələri [52, s. 200]. Şəkil 5.3.1, b-də ikinci tip ötürmədə birinci diş cütü ön en kəsiyinin a nöqtəsində kontakta girir, ikinci diş cütü isə arxa en kəsiyinin b<sub>1</sub> nöqtəsində ilişməyə girirlər. İki ilişmə xəttinə malik olan ötürmələrdə dişlərin kontakt möhkəmliyi daha yüksəkdir və bundan başqa bu tip ötürmənin dişli çarxlarının hazırlanmasında yalnız bir kəsici alətdən istifadə etmək mümkündür. Novikov ötürməli dişli çarxlardan texnoloji və nəqliyyat maşınlarının intiqallarında geniş istifadə olunur. Bu dişli çarxların hazırlanmasında əvvəllər daha çox bərkliyi HB350-dən az olan poladlar istifadə olunurdu. Son illərdə isə bərkliyi daha yüksək olan poladlardan da Novikov ötürməli dişli çarxların hazırlanmasında istifadə olunur. Tədqiqatlar göstərmişdir ki, birinci qrup poladlardan hazırlanan Novikov dişli çarxlarında kontakt möhkəmliyi evolvent profilli dişli çarxlarla müqayisədə 1,5...1,7 dəfə yüksək olur [57, s. 204]. Lakin Novikov ötürməli dişli çarxların əyilmədə möhkəmliyi evolvent profilli dişli çarxlarla müqayisədə xeyli kiçik olur. İkinci qrup poladlardan hazırlanan Novikov dişli çarxlarında səthi bərklik bir qədər artsa da, əyilmə möhkəmliyinin artırılması üçün həcmi tablamanın aparılması lazım gəlir. Bu isə termiki emaldan sonra işçi səthin şişməsinə səbəb olur və bu səthdə sonda cilalanma əməliyyatının aparılması tələb olunur. Bu isə bir çox hallarda müəyyən çətinliklər yaradır. Ona görə də Novikov dişli çarxlarında əyilmə gərginlikləri daha çox təhlükə yaradırlar. Bu səbəbdən də bu ötürmələrdə əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə hesablamada uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinin aparılması xüsusi əhəmiyyətə malikdir.



İki ilişmə xəttinə malik olan Novikov ötürmələrinin tətbiqi müasir texnoloji avadanlıqlarda daha geniş miqyas aldığına görə təqdim olunan dissertasiya işində bu ötürmələrin uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinə baxılmışdır. Mövcud standartla görə iki ilişmə xətti silindrik dişli çarxlı Novikov ötürməsinin dişlərində yaranan faktiki kontakt gərginlikləri aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur [52, s. 202]:

$$\sigma_H = \frac{1}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_\beta \cdot K_V \cdot K_b(u+1)}{K_p \cdot \mu \cdot m \cdot u}}. \quad (5.3.1)$$

Burada  $d_{w1}$  – aparan dişli çarxın başlanğıc çevrəsinin diametri;  $T_1$  – ötürmənin aparan valında fırlanma momenti, N·mm;  $K_\beta$  - dişin uzunluğu boyunca yükün qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsal;  $K_V$  – dinamiklik əmsalıdır və layihə hesabatlarında  $K_\beta \cdot K_V = 1,2$  qəbul etmək olar [52, s. 202];  $K_b$  – Novikov ötürməsində dişlərin kontakta girməsi xüsusiyyətlərini nəzərə alan əmsaldır və dişlərin çəplik bucağından asılı olaraq təyin olunur [52, s. 203];  $K_p$  – ilişmə konturunu və dişli çarxın materialının gətirilmiş elastiklik modulunu xarakterizə edən əmsaldır və layihə hesabatlarında  $K_p \approx 2 \cdot 10^{-5}$  1/Mpa qəbul olunur;  $\mu$  - oxboyu qapama əmsalının tam hissəsinə bərabər olan ədəd;  $m$  – ilişmə modulu;  $u$  – ötürmə ədədidir.

İki ilişmə xətti olan silindrik dişli çarxlı Novikov ötürməsinin aparan çarxının dişlərində yaranan faktiki əyilmə gərginlikləri aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər [52, s. 203]:

$$\sigma_F = \frac{T_1 \cdot K_\beta \cdot K_V \cdot K_i \cdot \psi_k}{z_1 \cdot \varepsilon_\beta \cdot Y_{\beta 1} \cdot m^3}. \quad (5.3.2)$$

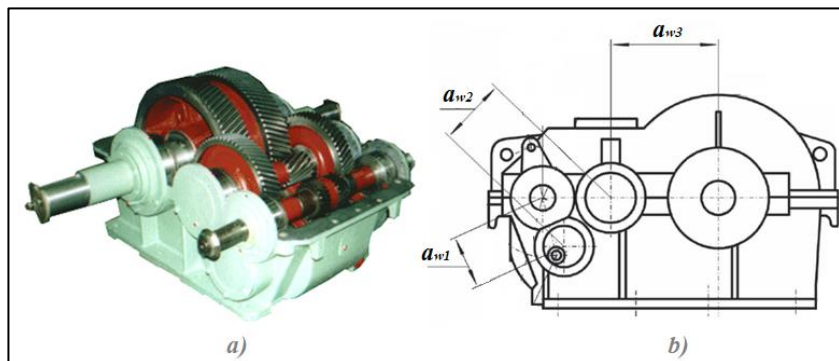
Burada  $K_i$  – dişlərin çəprik bucağının əyilmə möhkəmliyinə təsirini nəzərə alan əmsaldır və dişlərin çəprik bucağından asılı olaraq təyin olunur [52, s. 203];  $\varepsilon_\beta$  – oxboyu qapama əmsalındır və bir cüt dişin ilişməsi zamanı  $\varepsilon_\beta=1,1\dots1,3$ , iki cüt dişin ilişməsi zamanı isə  $\varepsilon_\beta=2,1\dots2,3$  qəbul olunur [52, s. 202];  $\Psi_k$  – Novikov ötürməsində dişlərin həcmi gərginlikli vəziyyətdə olmasını nəzərə alan əmsaldır və oxboyu qapama əmsalından ( $\varepsilon_\beta$ ) asılı olaraq təyin olunur [52, s. 203];  $Y_{\beta 1}$  – Novikov ötürməsinin dişlərinin forma əmsalındır və ekvivalent dişlər sayından asılı olaraq təyin olunur [52, s. 203].

Silindrik Novikov ötürməsinin dişlərində yaranan faktiki kontakt və əyilmə gərginliklərinin (5.3.1) və (5.3.2) ifadələri ilə təyin olunan qiymətlərini (4.2.4) və ya (4.2.5) düsturlarında yazmaqla hər iki işgörmə qabiliyyəti meyarına görə hesabi resursu təyin etmək olar. Bundan sonra isə (5.2.1) ifadəsindən istifadə etməklə uzunömürlük nisbətini qiymətləndirmək mümkündür. [36, s. 38]-də analoji üsulla Novikov ötürməli dişli çarxlarda uzunömürlük nisbətinin müxtəlif parametrlərdən asılılığı araşdırılmışdır. Hesablamalar ötürmə ədədi  $u=5$ , ötürülən hesabi moment  $T_h=1200$  Nm, aparan çarxının dişlərinin sayı  $z_1=17$  olan birpilləli Novikov ötürməli dişli çarx reduktoru üçün aparılmışdır. Bərkliyi HB290 olan 40X markalı yaxşılaşdırılmış poladdan hazırlanmış dişli çarx üçün aparılan hesablamalar göstərmişdir ki, normal modulun  $m=1,5$  mm qiymətində uzunömürlük nisbətinin qiyməti  $K_{FH} \approx 2,5$  alınır. Normal modulun bundan böyük qiymətlərində isə uzunömürlük nisbəti kəskin artır. II qrup poladlardan hazırlanan dişli çarxlarda nəticələr kifayət qədər fərqli alınmışdır. Bərkliyi HRC45 olan 40XH markalı tablanmış poladlardan hazırlanan dişli çarxlarda isə yalnız normal modulun  $m>4$  mm qiymətlərində  $K_{FH}>2$  şərti ödənilə bilər. Bu dişli çarxlarda dişin şəprik bucağının da uzunömürlük nisbətinin qiymətinə əhəmiyyətli təsiri müəyyən olunmuşdur. Məsələn, normal modulu  $m=4$  mm olan dişli çarxlar üçün çəprik bucağının  $\beta=10^\circ$  qiymətində  $K_{FH}=1,8$  olduğu halda  $\beta=25^\circ$  olduqda  $K_{FH} \approx 3$  alınır.

Hal-hazırda Azərbaycanın və bir sıra MDB ölkələrinin neftçıxarma sənayesində istismar olunan mancanaq dəzgahlarının intiqallarında Novikov ötürməli ikipilləli və üçpilləli silindrik dişli çarx reduktorlarından istifadə olunur. Mancanaq dəzgahlarında istifadə olunan



ИЗННН-450-28 markalı üçpilləli Novikov ötürməli silindrik dişli çarx reduktorlarından birinin ümumi görünüşü (a) və sxemi (b) şəkil 5.3.2-də əks olunmuşdur [70, s. 48], [122, s. 85]. Həmin reduktorun əsas həndəsi və kinematik parametrləri isə [123, s. 19]-ə əsasən cədvəl 5.3.1-də təqdim edilmişdir. Tədqiq olunan reduktorun ümumi ötürmə ədədi  $u=64, 57$ , ötürdüyü nominal fırlanma momenti isə  $28 \text{ kN}\cdot\text{m}$ -dir.



**Şəkil 5.3.2.** ИЗННН-450-28 markalı üçpilləli Novikov ötürməli silindrik dişli çarx reduktoru [70, s. 48], [122, s. 85]

**Cədvəl 5.3.1.** ИЗННН-450-28 markalı üçpilləli Novikov ötürməli silindrik dişli çarx reduktorunun əsas parametrləri

Parametr Pillələr	Ötürmə ədədi $u$	Mərkəzlər arasındakı məsafə, mm	Modul, m, mm	Dişlər sayı		Bölgü diametri		Çarxın eni, mm		Çəpik bucağı, $\beta$ , dər
				$z_1$	$z_2$	$d_1$ , mm	$d_2$ , mm	$b_1$	$b_2$	
I Pillə	2,32	224	4,5	25	58	134,9	313,1	60	55	33,28
II Pillə	4,93	280	5,6	14	69	94,43	465,6	75	70	33,9
III Pillə	5,65	450	7,1	17	96	135,3	764,7	105	100	26,9

Dişli çarxların materiallarının aparıcı çarx üçün bərkliyi HB290, aparılan çarx üçün HB260 olan yaxşılaşdırılmış polad 40X qəbul edərək hesablamalar aparılmışdır. Beləliklə, [57, s. 176]-ya əsasən aparıcı dişli çarxların materialları üçün kontakt gərginliyinə görə dözümlülük hədləri  $\sigma_{HD1}=650 \text{ N/mm}^2$ , dözümlülük həddinə uyğun gələn baza tsikllər sayı  $N_{HD1}=2,43 \cdot 10^7$ , aparılan çarxlar üçün isə  $\sigma_{HD2}=590 \text{ N/mm}^2$ ,  $N_{HD2}=1,88 \cdot 10^7$  təyin edilmişdir. Aparıcı dişli çarxların materialları üçün əyilmə gərginliyinə görə dözümlülük hədləri  $\sigma_{FD1}=522 \text{ N/mm}^2$  və aparılan dişli çarxlar üçün  $\sigma_{FD2}=468 \text{ N/mm}^2$ , bütün dişli çarxlar üçün əyilmədə dözümlülük həddinə uyğun gələn baza tsikllər sayı  $N_{FD}=10^7$  qəbul edilmişdir [52, s. 204]. Völər əyrisinin mailik eksponentinin qiyməti evolvent profilili dişli çarxlarda olduğu kimi I qrup poladlar üçün həm əyilmə gərginliklərinə, həm də kontakt gərginliklərinə görə hesabatda  $k=6$  götürülmüşdür [57, s. 177]. Təqdim olunan U3HIII-450-28 markalı üçpilləli Novikov ötürməli silindrik dişli çarx reduktorunun dişli çarxlarının müxtəlif yüklənmə hallarına uyğun gələn uzunömürlülük nisbətlərinin qiymətləri təklif olunan metodologiya əsasında təyin olunmuşdur və nəticələr cədvəl 5.3.2-də əks olunmuşdur. Cədvəldən göründüyü kimi nominal yükün təsiri zamanı reduktorun bütün pillələrinin dişli çarxları üçün uzunömürlülük nisbəti çox yüksək qiymət alır. İtgedişli pillədə bu vəziyyət nominal yükədən dəfələrlə böyük yüklənmə rejimlərində də təkrar olunur. Reduktorun aralıq pilləsinin və yavaşgedişli pilləsinin dişli çarxları üçün böyük yükləmələrdə uzunömürlülük nisbətinin qiyməti nəzərəcarpacaq dərəcədə azalsa da, hətta nominal yükədən üç dəfə artıq yükləmədə belə  $K_{FH}>2$  şərti ödənilir. Mövcud mancanaq dəzgahlarının reduktorlarının Novikov ötürməli dişli çarxlarının hazırlanmasında əsasən I qrup poladlardan istifadə olunmasını nəzərə alsaq, belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, layihələndirmə və istehsal xətlərinə yol verilmədikdə və istismar qaydalarına tam riayət etdikdə bu çarxların əyilmə gərginliklərinin təsiri ilə sıradan çıxma (dişlərin sınıması) ehtimalı, demək olar ki, sıfıra bərabərdir. Dişlərin sıradan çıxması əksər hallarda dişin işçi profilində təsir edən kontakt gərginliklərinin təsiri ilə baş verən zədələnmələrlə bağlı olur.

**Cədvəl 5.3.2.** Mancanaq dəzgahının U3HIII-450-28 markalı üçpilləli Novikov ötürməli silindrik dişli çarx reduktorunun dişli çarxlarının uzunömürlük nisbətinin qiymətləri

Pillələr və dişli çarxlar		Reduktorun çıxış valındakı fırlanma momentindən ( $T_{\text{ç}}$ ) asılı olaraq uzunömürlük nisbəti $K_{\text{FH}}$			
		28 kN·m	42 kN·m	56 kN·m	84 kN·m
I Pillə	Aparan çarx	$4 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^5$	$8,5 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^4$
	Aparılan çarx	$4,4 \cdot 10^6$	$4,7 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^4$
II Pillə	Aparan çarx	$2,2 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^4$	$2,9 \cdot 10^3$	120
	Aparılan çarx	$2,5 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^4$	$1,9 \cdot 10^3$	73
III Pillə	Aparan çarx	$1,1 \cdot 10^4$	$5,4 \cdot 10^2$	53	3,9
	Aparılan çarx	$8,4 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^2$	37	3,6

#### 5.4. Sonsuz vint ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi

Sonsuz vint ötürmələri digər mexaniki ötürmələrlə müqayisədə böyük ötürmə ədədinə, yüksək kinematik dəqiqliyə, səlis və səssiz iş rejiminə, öz-özünə tormozlanma imkanına malik olduqları üçün maşınqayırmanın bir çox sahələrində - dəzgahqayırmada, avtomobil texnikasında, yükqaldırıcı-nəqli edici avadanlıqlarda, liftlərdə geniş tətbiq olunurlar. Bu ötürmələrin çatışmayan cəhətlərindən biri isə onların materiallarının və hazırlanmasının baha başa gəlməsidir. Ona görə də sonsuz vint ötürmələrinin etibarlılığının və uzunömürlüyünün artırılması ilə bağlı layihələndirmə və istehsal zamanı, eləcə də istismar prosesində qabaqlayıcı tədbirlərin həyata keçirilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

Ümumi halda sonsuz vint ötürmələrinin sıradan çıxma səbəblərini iki qrupa bölmək olar (şəkil 5.4.1). Birinci qrup sıradan çıxma hallarına

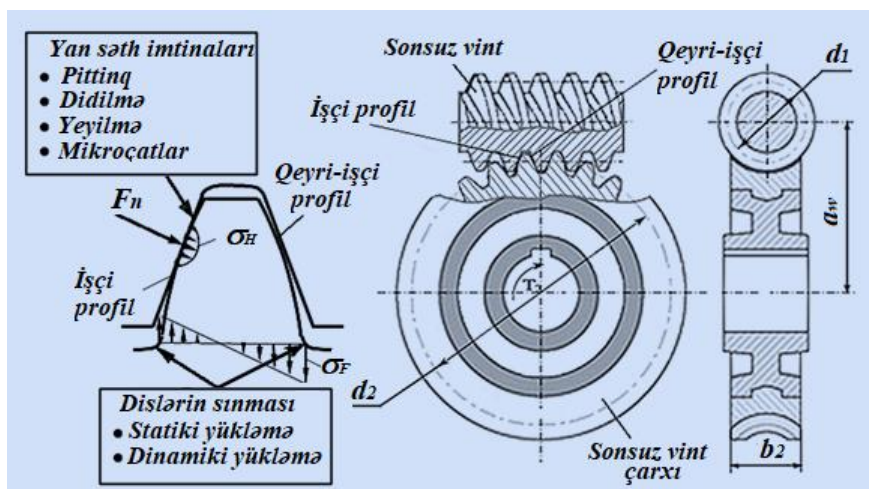
sonsuz vintin vidəsi və sonsuz vint çarxının dişinin aktiv kontakt səthləri arasında yaranan kontakt gərginliklərinin təsiri altında yaranan zədələnmələri misal göstərmək olar. Pis yağlanan və ya açıq ötürmələrdə belə zədələnmələr abraziv yeyilmə ilə nəticələnir. Maşınqayırmada istifadə olunan əksər sonsuz vint ötürmələri qapalı gövdə daxilində yerləşdiyindən və mütəmadi olaraq yağlandığından onlarda abraziv yeyilmə az hallarda müşahidə olunur. Yağlanan ötürmələrdə diş və vidənin toxunma səthlərinin sürtünmə nəticəsində qızması yağ qatının dağılmasına və metal kontaktın yaranmasına səbəb olur. Bunun nəticəsində kontakt səthində metal hissəciklərinin qızaraq müəyyən qədər yumşalması və səthdən qopması müşahidə olunur (şəkil 5.4.2). Bu hissəciklər daha sonra diş və vidənin kontaktına daxil olaraq səthlərin didilərək yeyilməsinə səbəb olurlar. Aktiv səthlər arasında nisbi sürüşmə sürətinin yüksək olması yeyilmə intensivliyinin artmasına zəmin yaradır.

Sonsuz vint ötürmələrinin ikinci qrup sıradan şıxma səbəbləri isə dişlərdə yaranan əyilmə gərginlikləri ilə bağlıdır. Ən böyük əyilmə gərginlikləri dişlərin dibində yarandığı üçün, bu gərginliklərin təsirindən dişin dibinin sınması baş verir. Şəkil 5.4.1-dən göründüyü kimi əyilmə gərginlikləri dişin və vidənin işlək, həm də qeyri-ışlək səthlərində təsir edirlər. Sonsuz vintin vidəsi həm formasına görə, həm də materialına görə sonsuz vint çarxından möhkəm olduğu üçün əyilmə gərginliklərinin təsirindən əsasən sonsuz vint çarxının dişlərinin sınması baş verə bilər (şəkil 5.4.2).

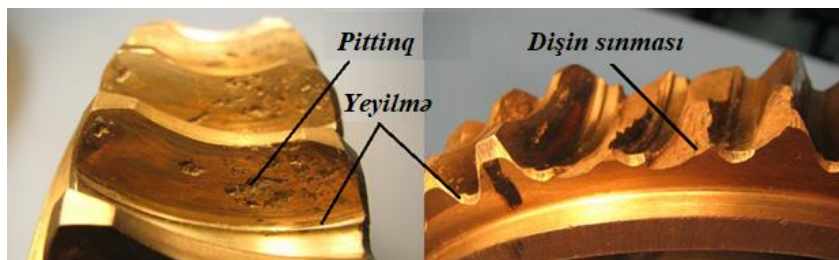
[99, s. 29]-da sonsuz vintin vidələrinin və sonsuz vint çarxının dişlərinin işçi səthlərində yaranan kontakt gərginlikləri meyarına görə bu elementlərin resursunun müqayisəli analizi aparılmışdır. Hesablamalar nəticəsində sübut olunmuşdur ki, yaxşılaşdırılmış polad 40X (bərkliyi HB 269÷302) materialından hazırlanmış sonsuz vintin pitting meyarına görə uzunömürlüyü, БРАЖ9 markalı alüminiumlu tuncdan hazırlanmış sonsuz vint çarxının kontakt gərginliyi meyarına görə uzunömürlüyündən dəfələrlə yüksəkdir. Buradan belə nəticəyə gəlmək olar ki, kontakt gərginliyi meyarına görə də sonsuz vint çarxının imtina ehtimalı daha yüksəkdir və ona görə də ötürmənin uzunömürlük göstəricilərinin qiymətləndirilməsinin ən zəif bənd olan bu elementə görə aparılması məqsədəuyğun sayılır.

Tədqiqatlar göstərir ki, sonsuz vint ötürməsinin elementlərində baş verən sıradan çıxma halları bir-biri ilə sıx əlaqədardır. Məsələn, tuncdan

hazırlanan sonsuz vint çarxlarında temperaturun artması ilə işçi səthin didilməsi nəticəsində meydana çıxan zədələnmə təzahürləri daha sonra yeyilmənin artması ilə yoxa çıxırlar [153, s. 15]. Eyni məsələni pittingə də aid etmək olar. Pitting bir qayda olaraq uzun müddətli istismardan sonra öz maksimal həddinə çatır və bundan sonra səthin intensiv yeyilməsi prosesi başlanır. Yeyilmə nəticəsində dişlərin qalınlığı azalır və dişlərin əyilmə gərginliklərinə görə möhkəmliyi aşağı düşür. Əyilmə gərginliklərinin təsiri nəticəsində sınıma əksər hallarda ən çox yeyilməyə məruz qalmış dişlərdə baş verir.

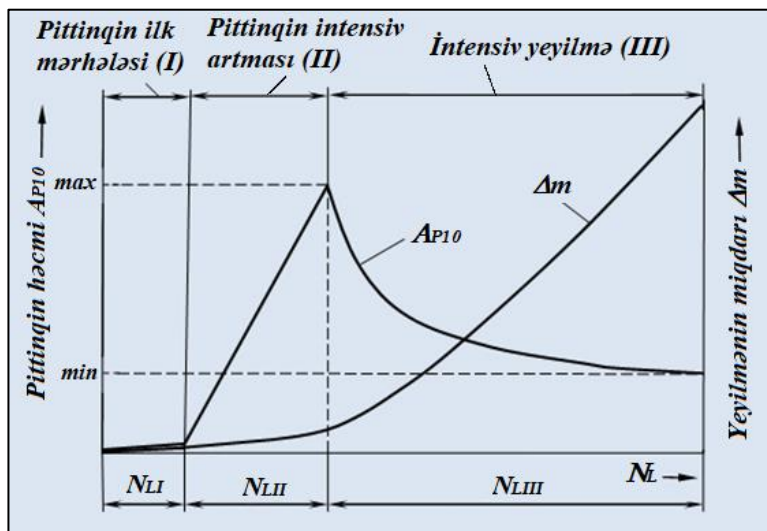


*Şəkil 5.4.1. Sonsuz vint ötürməsində yaranan gərginliklər və sıradan çıxma halları*



*Şəkil 5.4.2. Sonsuz vint çarxının imtinaları [182, s. 14]*

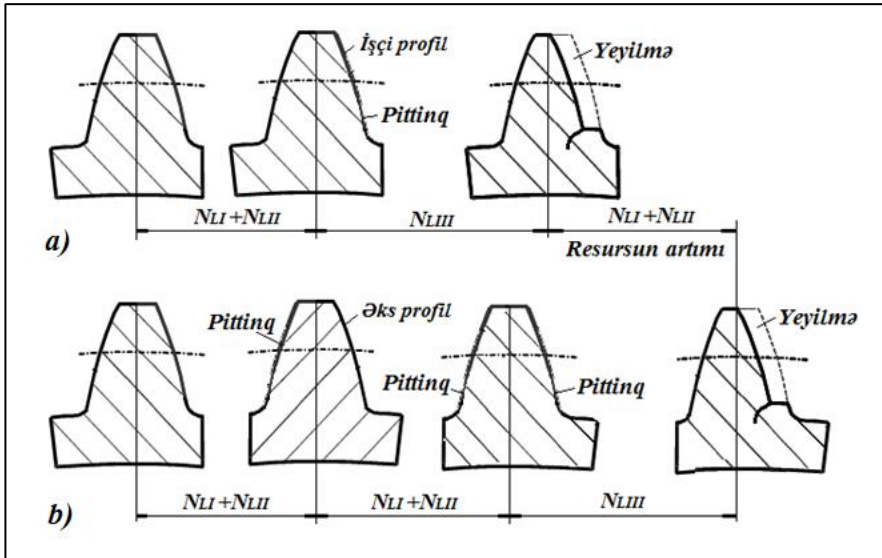
[12, s. 35], [99, s. 29] və [182, s. 14]-də müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə sonsuz vint ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinə baxılmışdır. Tədqiqatlar göstərmişdir ki, tuncdan hazırlanan sonsuz vint çarxlarının imtinaya qədər olan istismar müddətini əksər hallarda üç mərhələyə bölmək olar. Qrafik 5.4.1-də əvvəlcə pitting, daha sonra isə yeyilməyə məruz qalan sonsuz vint çarxında imtinaların baş vermə mərhələləri qrafiki olaraq təsvir olunmuşdur [170, s. 167].



**Qrafik 5.4.1.** Tuncdan hazırlanan sonsuz vint çarxında imtinaların baş vermə mərhələləri [170, s. 167]

İstismarın ilk mərhələsi pittingin meydana çıxması ilə yekunlaşır və tuncdan hazırlanan sonsuz vint çarxlarında bu mərhələnin ( $N_{LI}$ ) uzunluğu dişin işçi səthində yaranan faktiki kontakt gərginliklərindən və sürüşmə sürətindən asılı olur. Nöminal yükədən kiçik yükləmələrdə pittingin ilk mərhələsi kifayət qədər uzun sürə bilər. Bu mərhələnin sonunda pittingin təsiri ilə zədələnmiş sahə dişin işçi səthinin təxminən 2%-ni təşkil edir ( $A_{P10}=2\%$ ). Pittingin ilk təzahürlərinin meydana çıxmasından sonra onun inkişaf prosesi sürətlənir və istismarın ikinci mərhələsi başlanır. Bu mərhələ dişin işçi səthlərində pittingin sürətlə yayılması ilə xarakterizə olunur. Adətən pitting bütün işçi səthi əhatə etmir. Tədqiqatlar göstərir ki, pittingin yayıldığı sahə işçi səthin 50-60%-ni əhatə etdikdən sonra

səthdə yeyilmə intensivliyinin artması onun tədricən azalmasına səbəb olur [153, s. 62]. Bundan sonra istismarın üçüncü mərhələsi başlanır (qrafik 5.4.1). Bu mərhələ işçi səthin yeyilmə intensivliyinin kəskin artması və pittingin hər hansı minimal qiymətə qədər azalması ilə xarakterizə olunur. Üçüncü mərhələ bir qayda olaraq dişin yol verilən həddən çox yeyilərək sıradan çıxması ilə və ya onun yeyilmə nəticəsində zəifləyərək əyilmə gərginliklərinin təsiri altında sınması ilə nəticələnir. Sonsuz vint çarxının dişlərində imtinaların baş vermə mərhələləri şəkil 5.4.3, a-da əks olunmuşdur. Şəkildən görüldüyü kimi dişin səthində yaranan zədələnmələr bir qayda olaraq onun işçi profillərində meydana gəlir. Qeyri-işçi əks profillər isə uzunmüddətli istismardan sonra demək olar ki, heç bir zədələnməyə məruz qalmırlar. Ona görə də istismarın ikinci mərhələsinin sonunda işçi profilləri qeyri işçi profillərlə əvəz etməklə sonsuz vint ötürməsinin uzunömürlüyünü artırmaq mümkündür. Şəkil 5.4.3, b-dən görüldüyü kimi bu üsulla resursun artımı təxminən  $N_{LI}+N_{LII}$  ölçüsündə olacaqdır.



Şəkil 5.4.3. Sonsuz vint çarxında imtinaların baş vermə mərhələləri

Yuxarıda irəli sürülən üsulla sonsuz vint ötürməsinin resursunun hansı ölçüdə artırılmasının mümkün olmasını qiymətləndirmək üçün pitting və yeyilmə, eləcə də pitting və əyilmə möhkəmliyi meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizinin aparılması xüsusi əhəmiyyət kəsb edir. Pitting və əyilmə möhkəmliyi meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi həm də ona görə mühümdür ki, əyilmə gərginlikləri həm işçi profil üçün, həm də eyni zamanda qeyri-işçi profil üçün imtina təhlükəsi yaradır.

Bir sıra ədəbiyyatlarda sonsuz vint ötürməsinin istismarının birinci və ikinci mərhələsinin uzunluğunun ayrı-ayrılıqda təyin edilməsi üçün müvafiq ifadələr verilmişdir [170, s. 172], [188, s. 132]. Lakin hər iki istismar mərhələsinin pitting ilə əlaqədar olması nəzərə alınaraq [153, s. 61]-də bu iki mərhələnin ümumi müddətinin ( $N_{HL}$ ) maksimum həddinin təyin olunması üçün çoxsaylı sınaqlar əsasında aşağıdakı empirik ifadə təklif olunmuşdur:

$$N_{HL} = N_{LI} + N_{LII} = 3 \cdot 10^6 \cdot \frac{v_{sm}}{v_r} \cdot \exp \left[ 24,924 - 4,047 \cdot \ln \left( 520 \cdot \frac{\sigma_H}{\sigma_{HD}} \right) \right]. \quad (5.4.1)$$

Burada  $v_r$  – sınaq aparılan sonsuz vint ötürməsində nisbi sürüşmə sürəti,  $v_r=3$  m/san;  $v_{sm}$  – tədqiq olunan sonsuz vint ötürməsində bölgü çevrəsi üzrə nisbi sürüşmə sürəti, m/san;  $\sigma_H$  – sonsuz vint çarxının dişində yaranan faktiki kontakt gərginliyi, N/mm<sup>2</sup>;  $\sigma_{HD}$  – sonsuz vint çarxının materialının kontakt gərginliklərinə görə dözümlülük həddidir.

Sonsuz vint ötürməsində bölgü çevrəsi üzrə nisbi sürüşmə sürəti [153, s. 21]-ə əsasən aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$v_{sm} = \frac{d_1 n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_m}. \quad (5.4.2)$$

Burada  $d_1$  – sonsuz vintin bölgü diametri, mm;  $n_1$  – sonsuz vintin valının fırlanma tezliyi, 1/dəq.;  $\gamma_m$  – sonsuz vintin bölgü çevrəsi üzrə qalxma bucağıdır, dərəcə.

Sonsuz vint çarxının dişində yaranan faktiki kontakt gərginliyini [147, s. 582]-yə əsasən aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2T_2 \cdot K_A}{a_w^3}} \cdot Z_E \cdot Z_0. \quad (5.4.3)$$

Burada  $T_2$  – sonsuz vint çarxının valının ötürdüyü fırlanma momenti, N·mm;  $Z_0$  – sonsuz vint ötürməsində kontakt xəttinin artmasını nəzərə alan əmsal;  $a_w$  – sonsuz vint ötürməsinin mərkəzlərarası məsafəsidir, mm.



Qeyd etdiyimiz kimi istismarın üçüncü və eyni zamanda sonuncu mərhələsi iki müxtəlif sonluqla nəticələnə bilər. Əvvəlcə birinci hala, yəni yeyilmənin yol verilən həddi keçməsi nəticəsində sonsuz vint çarxının öz işləmə qabiliyyətini itirməsi halına baxaq. [179, s. 19]-də sonsuz vint çarxının yol verilən yeyilmə həddinə qədərki resursunun təyin olunması üçün aşağıdakı ifadə təklif olunmuşdur:

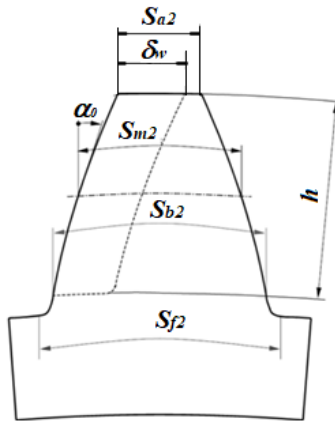
$$N_{WL} = N_{LIII} = \frac{\delta_{WD} \cdot E_g}{J_W \cdot s_m^* \cdot \sigma_H \cdot a_w}. \quad (5.4.4)$$

Burada  $\delta_{WD}$  – dişin normal en kəsiyində yeyilmənin yol verilən həddi ölçüsü, mm;  $E_g$  – sonsuz vint ötürməsində gətirilmiş elastiklik modulu, N/mm<sup>2</sup>;  $J_W$  – yeyilmə intensivliyi;  $s_m^*$  – orta sürüşmə yoludur, mm.

Sonsuz vint çarxının dişinin normal en kəsiyində yeyilmənin yol verilən həddinin qiyməti ötürmənin tətbiq sahəsindən və istismar tələblərindən asılı olaraq müxtəlif meyarlar əsasında təyin edilir. Əksər ədəbiyyatlarda və normativlərdə bu ölçü dişin baş hissəsinin qalınlığına ( $\delta_{WD} = s_{a2}$ ) bərabər götürülür (şəkli 5.4.4). Bu şərt daxilində [153, s. 39]-a əsasən sonsuz vint çarxının dişinin normal en kəsiyində yeyilmənin yol verilən həddi ölçüsünü aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$\delta_{WD} = m \cdot \cos \gamma_m \left( \frac{\pi}{2} - 2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right). \quad (5.4.5)$$

Burada  $\alpha_0$  – sonsuz vint ötürməsində bölgü çevrəsi üzrə ilişmə bucağıdır, standart ötürmələrdə  $\alpha_0 = 20^\circ$  qəbul olunur.



**Şəkil 5.4.4.** Sonsuz vint çarxının dişinin yeyilmə ölçüsü

Sonsuz vint çarxının dişinin işçi səthinin yeyilmə intensivliyi  $J_w$ , [153, s. 34]-ə əsasən aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$J_w = J_{0T} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS}. \quad (5.4.6)$$

Burada  $J_{0T}$  – yeyilmə intensivliyinin baza qiymətidir, dişli tacın materialından, yağın növündən və yağlama üsulundan asılı olaraq təyin olunur [153, s. 34];  $W_{ML}$  – yağlama materialının təsirini nəzərə alan əmsəldir, sonsuz vint çarxının materialından və yağlama materialının növündən asılı olaraq təyin edilir [153, s. 38];  $W_{NS}$  – vahid zamanda işəsalmalar sayının yeyilməyə təsirini nəzərə alan əmsəldir, uzunmüddətli istismarda  $W_{NS}=1,0$  qəbul olunur [153, s. 38].

Sonsuz vint çarxının dişində orta sürüşmə yolu  $s_m^*$  sonsuz vintin vidəsinin profilinin formasından və ötürmənin parametrlərindən asılı olaraq təyin edilir [153, s. 24].

Pitting və yeyilmə meyarlarına görə sonsuz vint çarxının proqnozlaşdırılan uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi mühüm praktiki əhəmiyyətə malikdir. Bu məqsədlə  $K_{WH}=N_{WL}/N_{HL}$  ölçüsüz kəmiyyətinin qiymətləndirilməsi həyata keçirilə bilər. İstismarın ikinci mərhələsinin sonunda, yəni pitting təzahürlərinin maksimum qiymət aldığı anda sonsuz vint çarxının dişlərinin işçi profilini qeyri işçi profilə əvəz etməklə (şəkil 5.4.3) ötürmənin resursunu  $\Delta N_L=N_{LI}+N_{LII}$  ölçüsündə artırmaq mümkündür. Bu zaman uzunömürlüyün nisbi artımını qiymətləndirmək üçün aşağıdakı ifadədən istifadə etmək olar:

$$\Delta L(\%) = \frac{N_{LI}+N_{LII}}{N_{LI}+N_{LII}+N_{LIII}} \cdot 100\%. \quad (5.4.7)$$

(5.4.1), (5.4.4) və (5.4.7) ifadələrindən istifadə etməklə mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=160$  mm, sonsuz vint çarxının valında fırlanma momenti  $T_2=4900$  Nm olan sonsuz vint ötürməsi üçün ötürmə ədədinin ( $u$ ) və sonsuz vint valının dövrlər sayının ( $n_1$ ) müxtəlif qiymətləri üçün hesablar aparılmışdır. Hesabatlar zamanı sonsuz vintin materialı 16MnCr5 markalı tablanmış polad (səthi bərklik  $58\div 62$  HRC), sonsuz vint çarxının dişli tacının materialı isə mərkəzdənqaçma üsulu ilə tökmə nəticəsində alınmış CuSn12Ni2-C-GZ markalı tunc ərintisi ( $\sigma_{HD}=520$  N/mm<sup>2</sup>) qəbul edilmişdir. Yağlamanın karter üsulu ilə aparılması nəzərə alınmışdır və yağlama materialı olaraq poliqlikol qəbul edilmişdir. Hesablamalar üçün lazım olan digər parametrlərin qiymətləri alman standartı DIN 3996 üzrə təyin edilmişdir [153]. Hesabatların nəticələri grafik 5.4.2-də əks olunmuşdur.

Qrafikdən göründüyü kimi sonsuz vint valının dövrlər sayı artdıqca nisbi uzunömürlük artımının da qiyməti yüksəlir. Bu onunla əlaqədardır ki, sonsuz vintin kiçik sürətlərində pittingin meydana gəlməsi və intensiv artması mərhələləri ( $N_{LI}$  və  $N_{LII}$ ) qısa olur və intensiv yeyilmə prosesi ( $N_{LIII}$ ) tez başlanır. Hesabatlar göstərir ki, sonsuz vintin valının fırlanma tezliyi  $n_1=3000 \text{ d} \cdot \text{s}^{-1}$  olduqda çarxın dişlərinin işçi profillərini qeyri-işçi profillərlə əvəz etməklə, ötürmənin resursunu  $40 \div 55\%$  artırmaq imkanı yaranır. Göründüyü kimi ötürmə ədədinin də nisbi uzunömürlük artımına əhəmiyyətli təsiri vardır. Ötürmə ədədinin böyük qiymətlərində resursun artırılması imkanı daha böyük olur. Ötürmə ədədinin  $u=20,5$  qiymətində resursu fırlanma tezliyindən asılı olaraq  $25 \div 45\%$ ,  $u=50$  qiymətində isə  $30 \div 55\%$  artırmaq mümkündür. Analoji üsulla istənilən sonsuz vint ötürməsi üçün nisbi uzunömürlük artımının qiymətini ötürmənin kinematik və həndəsi parametrlərindən, ötürmə ədədindən, sonsuz vint çarxının materialının mexaniki xarakteristikalarından, yüklənmədən asılı olaraq qiymətləndirmək olar.

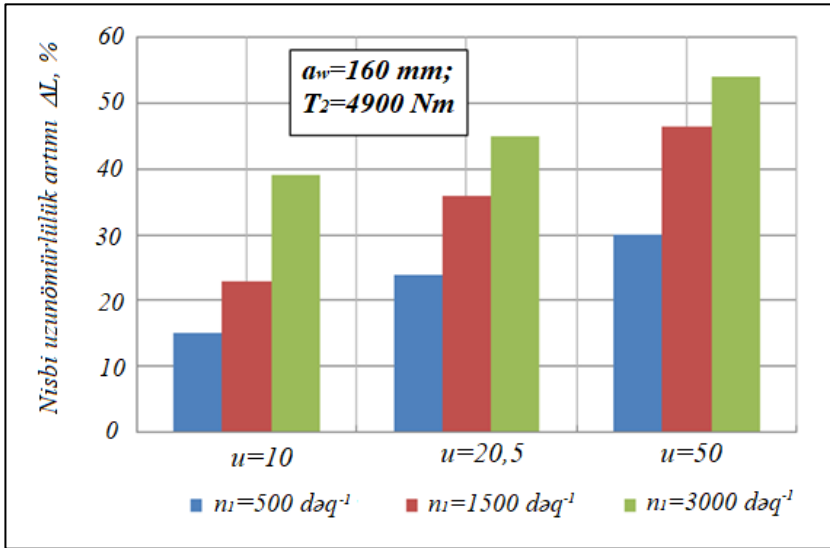
Təklif olunan üsulla sonsuz vint çarxının resursunun artırılmasının mümkün olması üçün əsas şərtlərdən biri dişin əyilmə gərginliklərinin təsiri altında sınma ehtimalının olmamasıdır. Yəni istismarın üçüncü mərhələsində yuxarıda qeyd etdiyimiz ikinci halın baş verməməsidir. Üçüncü mərhələdə dişin işçi səthinin intensiv yeyilməsi onun qalınlığının azalmasına və beləliklə də əyilmə möhkəmliyinin itirilməsi nəticəsində sınmasına səbəb ola bilər. Bu səbəbdən sonsuz vint çarxının dişinin əyilmə və kontakt gərginlikləri meyarlarına görə uzunömürlük göstəricilərinin müqayisəli analizi xüsusi əhəmiyyət kəsb edir.

Əyilmə gərginlikləri meyarına görə resursun təyin olunması üçün həmin gərginliklərin hesablanması lazım gəlir. [153, s. 45]-ə əsasən sonsuz vint çarxının dişində yaranan əyilmə gərginliklərini dişin dib hissəsindəki qalınlığından asılı olaraq aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$\sigma_F = \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_k. \quad (5.4.8)$$

Burada  $F_{t2}$  – sonsuz vint çarxında yaranan çevrəvi qüvvə, N;  $b_2$  – sonsuz vint çarxının eni, mm;  $m$  – sonsuz vint ötürməsinin ilişmə modulu, mm;  $Y_\varepsilon$  – sonsuz vint çarxının dişləri arasında yükün qeyri-bərabər paylanmasını nəzərə alan əmsal (standart ötürmələrdə  $Y_\varepsilon=0,5$  qəbul olunur);  $Y_F$  – sonsuz vint çarxının dişinin forma əmsalı;  $Y_\gamma$  – sonsuz vint qalxma bucağının təsirini nəzərə alan əmsal;  $Y_k$  – sonsuz vint

çarxının çəmbərinin qalınlığını nəzərə alan əmsaldır və çəmbərin qalınlığından asılı olaraq təyin olunur [153, s. 46].



**Qrafik 5.4.2.** Sonsuz vint çarxının nisbi uzunömürlülük artımının ötürmə ədədindən və sonsuz vint valının dövrlər sayından asılılığı

Sonsuz vintnin qalxma bucağının qiymətini nəzərə alan əmsal aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$Y_{\gamma} = \frac{1}{\cos \gamma_m}. \quad (5.4.9)$$

Sonsuz vint çarxının dişinin forma əmsalı  $Y_F$  dişin uzunluğu boyunca yükün qeyri-bərabər paylanmasını və dişin qalınlığının yeyilmə nəticəsində azalmasını nəzərə alır. [153, s. 45]-ə əsasən aşağıdakı düsturla təyin oluna bilər:

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot m}{S_{f2}}. \quad (5.4.10)$$

Burada  $S_{f2}$  – sonsuz vint çarxının dib hissəsində onun faktiki qalınlığıdır (şəkil 5.4.4) və aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$S_{f2} = 1,06 \cdot \left( S_{m2} - \Delta S + (d_2 - d_{f2}) \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \gamma_m} \right). \quad (5.4.11)$$

Burada  $S_{m2}$  – sonsuz vint çarxının dişinin bölgü çevrəsi üzrə qalınlığı, mm;  $\Delta S$  – dişin işçi səthinin yeyilməsi nəticəsində onun qalınlığının

azalma ölçüsü, mm;  $d_2$  – sonsuz vint çarxının bölgü diametri, mm;  $d_{f2}$  – sonsuz vint çarxının daxili çevrəsinin diametridir, mm.

$\Delta S$ -in dişin normal en kəsiyində yeyilmənin yol verilən həddi ölçüsü  $\delta_{WD}$ -yə uyğun gələn qiymətini aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar [179, s. 19]:

$$\Delta S = \frac{\delta_{WD}}{\cos \gamma_m}. \quad (5.4.12)$$

(5.4.8) ifadəsindən göründüyü kimi sonsuz vint çarxının dişində yaranan əyilmə gərginliyi  $\sigma_F$  dişin yeyilməsindən asılı olaraq  $\sigma_{F1}$  qiymətindən  $\sigma_{F2}$  qiymətinə qədər tədricən artır (qrafik 5.4.3). Burada  $\sigma_{F1}$  – yeyilmənin olmadığı ( $\Delta S=0$ ) hala uyğun gələn əyilmə gərginliyidir. İstismarın birinci və ikinci mərhələlərində yeyilmə cüzi olduğundan, bu mərhələlərdə əyilmə gərginliyinin qiymətinin  $\sigma_{F1}$ -ə bərabər olmasını qəbul edə bilərik. İstismarın üçüncü mərhələsində (intensiv yeyilmə mərhələsi) isə əyilmə gərginliyi dişin sınmasına səbəb olan  $\sigma_{F2}$  qiymətinə qədər tədricən arta bilər (əgər dişin sınmasından əvvəl yeyilmənin qiyməti yol verilən həddi aşmazsa). Ona görə də hesabatlارın sadələşdirilməsi üçün sonuncu mərhələdə əyilmə gərginliyinin qiymətinin  $\sigma_{F2}$ -yə bərabər olduğunu qəbul edirik. Bununla, həm də əyilmə gərginliklərinə görə hesabatda müəyyən qədər ehtiyatın əldə olunması təmin edilir. Beləliklə,  $\sigma_{F2}$  gərginliyinin dişin qalınlığının azalmasının (5.4.12) düsturu ilə təyin olunan qiymətinə uyğun olduğunu qəbul edirik.

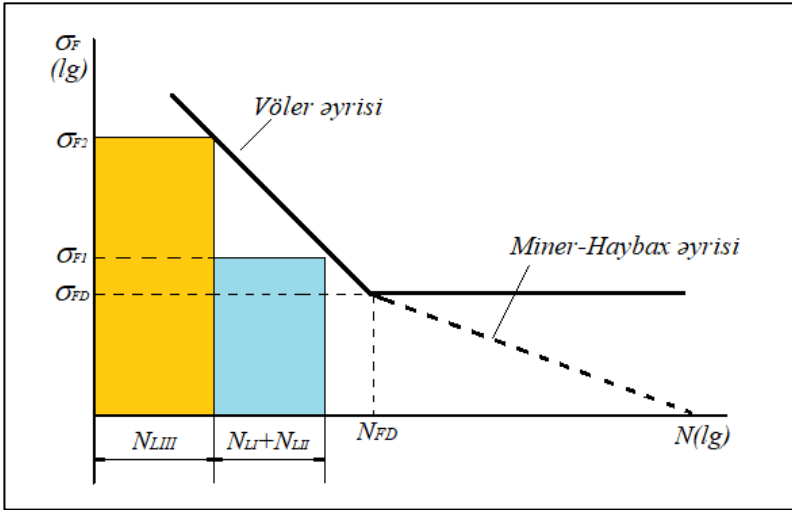
İstismarın üçüncü mərhələsinin sonsuz vint çarxının dişinin  $\sigma_{F2}$  əyilmə gərginliklərinin təsiri altında sınması ilə nəticələndiyi halda bu mərhələnin uzunluğunu təxmini olaraq aşağıdakı ifadələrlə təyin edə bilərik:

$$\sigma_{F2} \geq \sigma_{FD} \text{ olduqda} \quad N_{LIII} = N_{FD} \cdot \left( \frac{\sigma_{F2}}{\sigma_{FD}} \right)^{-k} \quad (5.4.13)$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FD} \text{ olduqda} \quad N_{LIII} = N_{FD} \cdot \left( \frac{\sigma_{F2}}{\sigma_{FD}} \right)^{-(2k-1)} \quad (5.4.14)$$

Burada  $\sigma_{F2}$  – istismarın üçüncü mərhələsində sonsuz vint çarxının dişindəki hesabi əyilmə gərginliyi, N/mm<sup>2</sup>;  $\sigma_{FD}$  – sonsuz vint çarxının materialının əyilmə gərginliklərinə görə dözümlük həddi;  $k$  - Völər əyrisinin maillik eksponentidir və tuncdan hazırlanan sonsuz vint çarxları üçün  $k=6$  qəbul olunur [179, s. 101].

Yuxarıda (5.4.14) ifadəsində  $\sigma_{F2} < \sigma_{FD}$  olduqda Miner-Haybax hipotezindən istifadə olunmuşdur.



**Qrafik 5.4.3.** Sonsuz vint çarxı üçün əyilmə gərginliklərinə görə yorulma əyrisi

Beləliklə, istismarın bütün mərhələlərində təsir edən hesabi əyilmə gərginlikləri  $\sigma_{F1}$  və  $\sigma_{F2}$ -yə görə sonsuz vint çarxının proqnozlaşdırılan resursu qrafik 5.4.3-ə əsasən (4.2.8) düsturunu nəzərə almaqla aşağıdakı ifadələrlə təyin edə bilərik:

$\sigma_{F1} \geq \sigma_{FD}$  və  $\sigma_{F2} \geq \sigma_{FD}$  olduqda

$$N_{FL} = N_{FD} \cdot \sigma_{FD}^k \cdot \frac{N_{LI} + N_{LII} + N_{LIII}}{\sigma_{F1}^k \cdot (N_{LI} + N_{LII}) + \sigma_{F2}^k \cdot N_{LIII}}, \quad (5.4.15)$$

$\sigma_{F1} < \sigma_{FD}$  və  $\sigma_{F2} < \sigma_{FD}$  olduqda

$$N_{FL} = N_{FD} \cdot \sigma_{FD}^{2k-1} \cdot \frac{N_{LI} + N_{LII} + N_{LIII}}{\sigma_{F1}^{2k-1} \cdot (N_{LI} + N_{LII}) + \sigma_{F2}^{2k-1} \cdot N_{LIII}}. \quad (5.4.16)$$

Burada (5.4.16) ifadəsində  $\sigma_{F1} < \sigma_{FD}$  və  $\sigma_{F2} < \sigma_{FD}$  olduqda Miner-Haybax hipotezindən istifadə olunmuşdur. Sonuncu ifadələrdə  $N_{LI} + N_{LII}$  resursunun qiymətinin (5.4.1),  $N_{LIII}$  resursunun qiymətinin isə (5.4.13) və (5.4.14) düsturları ilə təyin olunması lazımdır.

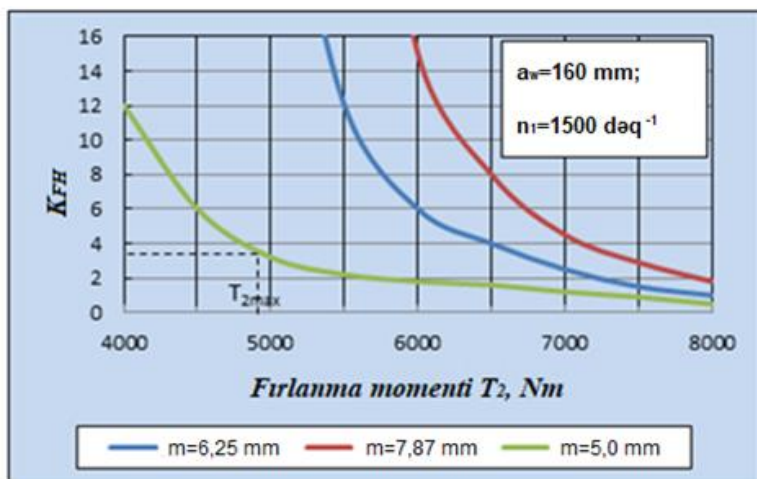
Müəyyən istismar müddətindən sonra sonsuz vint çarxının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi yolu ilə

uzunömürlüüyün yüksəldilməsi üçün dişlərin əyilmə gərginliyi meyarına görə hesabi resursu digər meyarlara görə proqnozlaşdırılan resursdan kifayət qədər böyük olmalıdır. Ona görə də sonsuz vint çarxının uzunömürlük göstəricilərinin əyilmə və kontakt gərginlikləri meyarına və eləcə də əyilmə və yeyilmə meyarlarına görə müqayisəli analizi xüsusi əhəmiyyət kəsb edir. Əvvəlcə dişin əyilmə gərginlikləri nəticəsində sınıma və kontakt gərginliklərinə görə pitting şərtlərinə görə resurslarının müqayisəli analizinə baxaq. Bu məqsədlə ölçüsüz  $K_{FH}=N_{FL}/N_{HL}$  parametrinin müxtəlif amillərdən asılılığını araşdırmaq lazım gəlir.

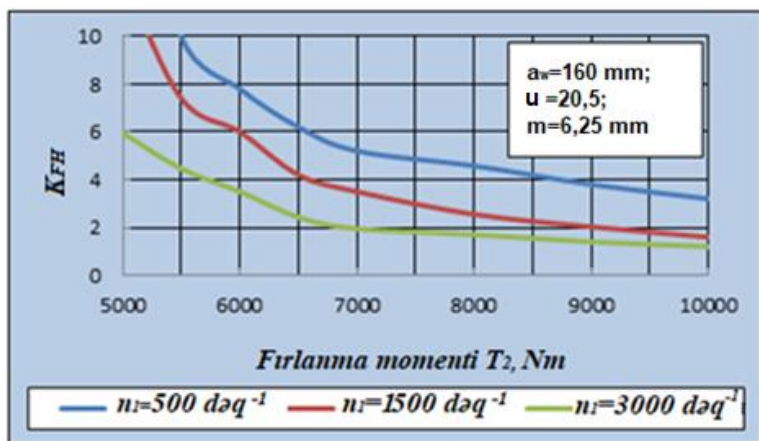
Bundan əvvəl baxdığımız mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=160$  mm, ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsi üçün (5.4.1), (5.4.15) və (5.4.16) ifadələrindən istifadə etməklə ötürmənin aparılan valındakı fırlanma momentinin ( $T_2$ ), ilişmə modulunun ( $m$ ) və sonsuz vint valının dövrlər sayının ( $n_1$ ) müxtəlif qiymətləri üçün  $K_{FH}$  parametrinin qiymətləri təyin olunmuşdur. Burada da sonsuz vintin materialı 16MnCr5 markalı tablanmış polad (səthi bərklik  $58\div 62$  HRC), sonsuz vint çarxının dişli tacının materialı isə mərkəzdənqaçma üsulu ilə tökmə nəticəsində alınmış CuSn12Ni2-C-GZ markalı tunc tunc ərintisi ( $\sigma_{HD}=520$  N/mm<sup>2</sup>,  $\sigma_{FD}=100$  N/mm<sup>2</sup>,  $N_{FD}=5\cdot 10^6$ ) götürülmüşdür. Hesablamaların nəticələri qrafik 5.4.4-də əks olunmuşdur.

Qrafiklərdən göründüyü kimi sonsuz vint çarxının valında yük artdıqca uzunömürlük nisbəti  $K_{FH}$ -in qiyməti azalır. Lakin nominal yükləmə hədlərində ( $T_2 < T_{2max}$ ) bu parametrin qiyməti modulun  $m=5,0$  mm qiymətlərində 2-dən böyükdür. Modulun bundan böyük qiymətlərində isə ( $m=6,25$  mm və  $m=7,87$  mm)  $K_{FH}$  parametrinin qiyməti kifayət qədər yüksək olur (qrafik 5.4.4, a). Modulun  $m < 5$  mm qiymətlərində isə qrafikdən göründüyü kimi əyilmə gərginlikləri kifayət qədər təhlükəli olurlar və dişlərin bu gərginliklərin təsirindən sınıması ehtimalı daha yüksək olur.

Qrafik 5.4.4, b-dən göründüyü kimi sonsuz vintin valının fırlanma tezliyi ( $n_1$ ) də uzunömürlük nisbəti  $K_{FH}$ -a kifayət qədər böyük təsir göstərir. Xüsusən yükləmənin böyük qiymətlərində ( $T_2 > T_{2max}$ )  $n_1$ -in qiyməti artdıqca,  $K_{FH}$  parametri kəskin azalır.



a)



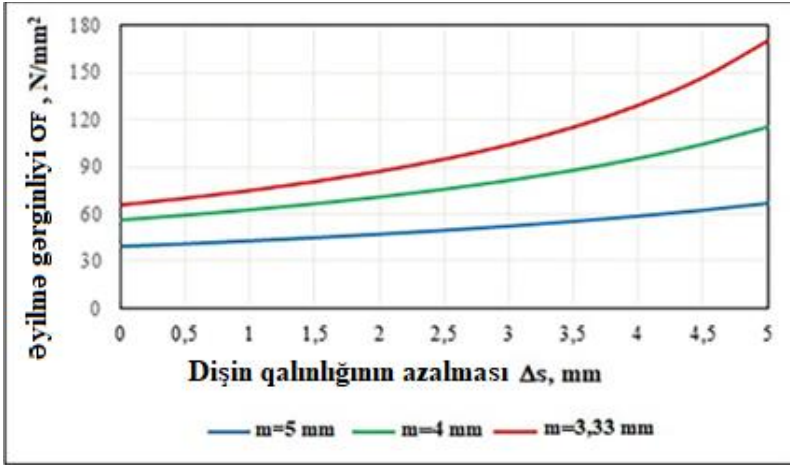
b)

**Qrafik 5.4.4.** Sonsuz vint çarxı üçün əyilmə və kontakt gərginliklərinə görə hesabatda uzunömürlülük nisbətinin yüklənmədən asılılığı

Qeyd edildiyi kimi yeyilmə nəticəsində sonsuz vint çarxının dişinin eni tədricən azalır, bu isə dişdə yaranan əyilmə gərginliklərinin artmasına səbəb olur. Qrafik 5.4.5-də mərkəzlərarası məsafə  $a=100 \text{ mm}$ , sonsuz vintin valının fırlanma tezliyi  $n_1=500 \text{ dēq}^{-1}$  və aparılan valda fırlanma



momenti  $T_2=980$  Nm olan sonsuz vint ötürməsində modulun müxtəlif qiymətlərində mərkəzdənqaçma üsulu ilə CuSn12-C-GZ markalı tuncdan hazırlanmış sonsuz vint çarxı üçün dişin dibində yaranan əyilmə gərginliklərinin diş qalınlığının azalmasından asılılığı əks olunmuşdur.



**Qrafik 5.4.5.** *Dişin əyilmə gərginliyinin dişin qalınlığının azalmasından asılılığı*

Qeyd olunduğu kimi sonsuz vint çarxının xidmət müddətini ümumi halda üç mərhələyə bölmək olar (şəkil 5.4.1). Əgər çarxın xidmət müddəti dişin buraxıla bilən yeyilmə həddini keçməsi ilə başa çatarsa, uzunömürlük aşağıdakı ifadə ilə təyin edilə bilər:

$$N_L^y = N_{LI} + N_{LII} + N_{WL}. \quad (5.4.17)$$

Elə hal da ola bilər ki, yeyilərək nazıqlaşan diş əyilmə gərginliklərinin təsirindən sınımaya məruz qalsın. Ona görə də dişin sınımasının, yoxsa buraxıla bilən yeyilmə həddinin daha tez baş verməsini qiymətləndirmək praktiki əhəmiyyət daşıyır. Bu məqsədlə ölçüsüz  $K_{FW}$  uzunömürlük nisbətindən istifadə etmək olar:

$$K_{FW} = \frac{N_{FL}}{N_L^y}. \quad (5.4.18)$$

Aydındır ki,  $K_{FW} < 1$  olduqda dişin sınımasının daha tez baş verməsi ehtimalı yüksək olur. Dişin dibində yaranan gərginliyin yeyilmədən asılı

olaraq tədricən artması hesabına  $N_{FL}$  uzunömürlüyünün qiymətini zədələnmələrin toplanması hipotezinə görə [130] aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar (şəkil 4.2.7):

$$N_{FL} = N_{FD} \frac{\sum_{i=1}^{j+n} h_i}{\sum_{i=1}^j h_i \left( \frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{Flim}} \right)^k + \sum_{i=j+1}^{j+n} h_i \left( \frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{Flim}} \right)^{2k-1}}. \quad (5.4.19)$$

Burada xidmət müddətinin  $j+n$  sayda yüklənmə pilləsinə bölünməsi qəbul olunmuşdur.  $j$  – yüklənmənin dözümlük həddindən yüksək olduğu pillələrin sayı,  $n$  – yüklənmənin dözümlük həddindən kiçik olduğu pillələrin sayıdır.

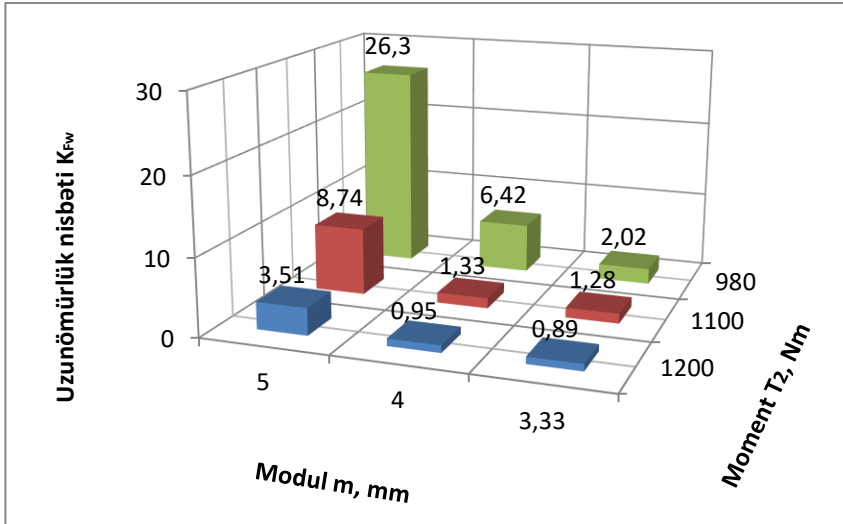
Cədvəl 5.4.1-də mərkəzlərarası məsafə  $a_w=100$  mm, sonsuz vintin valının fırlanma tezliyi  $n_1=500$  dəq<sup>-1</sup> və aparılan valda fırlanma momenti  $T_2=980$  Nm olan sonsuz vint ötürməsi üçün aparılmış hesabatların nəticələri əks olunmuşdur. Hesabatlar göstərir ki,  $K_{FW}$  uzunömürlük nisbəti ötürmənin həndəsi ölçülərindən (modul, mərkəzlərarası məsafə), yüklənmədən və fırlanma tezliyindən asılıdır.

**Cədvəl 5.4.1.** Parametrləri  $a=100$  mm,  $n_1=500$  dəq<sup>-1</sup> və  $T_2=980$  Nm olan sonsuz vint ötürməsi üçün aparılmış hesabatların nəticələri

Δs, mm	u=10,33; m=5 mm			u=50; m=3,33 mm		
	N <sub>VL</sub>	τ <sub>Fi</sub>	h <sub>i</sub>	N <sub>VL</sub>	τ <sub>Fi</sub>	h <sub>i</sub>
0	770400	39,68	770400	374160	66,05	374160
0,5	10674181	41,34	9903781	3029218	70,37	2655058
1	20577962	43,15	9903781	5684277	75,28	2655059
1,5	30481742	45,13	9903780	8339335	80,94	2655058
2	40385523	47,29	9903781	10994393	87,51	2655058
2,5	50289304	49,68	9903781	13649452	95,24	2655059
3	60193085	52,32	9903781	-	-	-
3,5	70096866	55,25	9903780	-	-	-
4	80000646	58,53	9903781	-	-	-
4,5	89904427	62,22	9903781	-	-	-
5	99808208	66,42	9903781	-	-	-

Qrafik 5.4.6-da standart ötürmə üçün ( $a_w=100$  mm,  $n_1=500$  min<sup>-1</sup>) aparılan hesabatların nəticələri qrafiki olaraq əks olunmuşdur. Qrafikdən göründüyü kimi,  $K_{FW}$  uzunömürlük nisbəti yüklənmənin (aparılan valdakı moment) artması ilə azalır. Orta yüklənmələr (məsələn,  $T_2=980$  Nm) üçün aparılan hesabatların nəticəsində modulun  $m=3,33$  mm

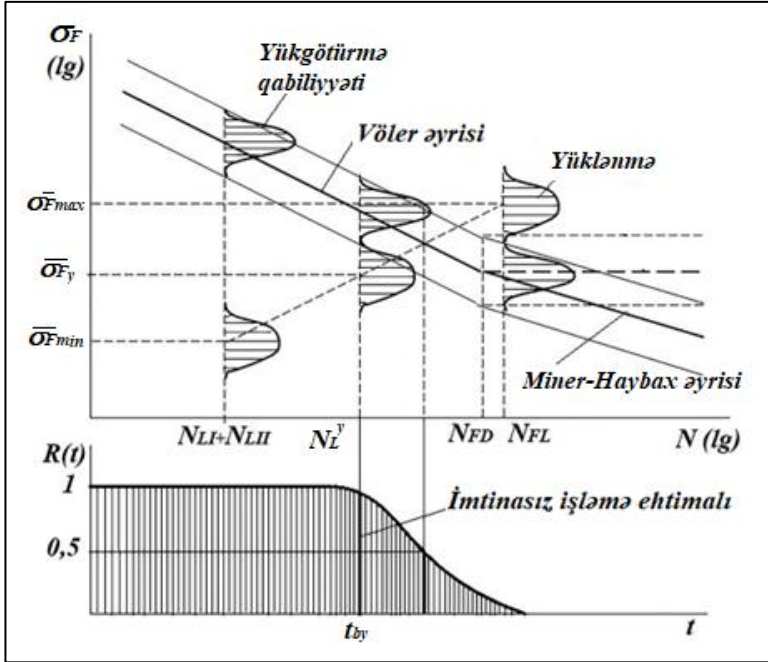
qiymətində  $K_{FW} > 2$  olmuşdur. Modulun qiyməti artdıqca  $K_{FW}$  əmsalının da kəskin artması hesablarla sübut olunmuşdur. Qrafik 5.4.6-dan görüldüyü kimi modulun  $m=5$  mm qiymətində hətta böyük yükləmələr zamanı  $K_{FW} > 2$  şərti ödənilir.



**Qrafik 5.4.6.** *CuSn12-C-GZ materialından hazırlanmış sonsuz vint ötürməsi ( $a_w=100$  mm,  $n_1=500$  dəq<sup>-1</sup>) üçün modulun və fırlanma momentinin müxtəlif qiymətlərində uzunömürlük nisbətinin ( $K_{FW}$ ) qiymətləri*

Yuxarıda qeyd edildiyi kimi, sonsuz vint ötürməsinin etibarlılığına çarxın dişinin yeyilməsi nəticəsində dişin qalınlığının azalması və onun sınma ehtimalının yüksəlməsi əhəmiyyətli təsir göstərir. Dişin sınması isə ötürmə üçün ən təhlükəli imtina halı sayılır. Əksər hallarda dişin sınması yeyilmə nəticəsində dişin qalınlığının azalması səbəbindən baş verir. Qrafik 5.4.7-də yeyilmə nəticəsində dişin qalınlığının azalmasını nəzərə almaqla dişin sınma meyarına görə imtinasız işləmə ehtimalının təyini sxemi əks olunmuşdur. Qrafikdən görüldüyü kimi istismarın ilk mərhələsində, yəni dişin yeyilməsinin cüzi olduğu müddətdə sonsuz vint çarxının imtinasız işləmə ehtimalı çox yüksəkdir. Yeyilmə artdıqca, dişin qalınlığı azalır, bu isə dişin dibində yaranan əyilmə gərginliklərinin

artmasına və tədricən sınma meyarına görə imtinasız işləmə ehtimalının aşağı düşməsinə səbəb olur. Əyilmə gərginliklərinin müəyyən maksimal qiymət ( $\sigma_{Fmax}$ ) alması nəticəsində dişlərdə sınma baş verir və ötürmə sıradan çıxır.



**Qrafik 5.4.7.** Yeyilmə nəticəsində dişin qalınlığının azalmasını nəzərə almaqla dişin sınma meyarına görə imtinasız işləmə ehtimalının təyini

Bir çox praktiki hallarda dişin yol verilən yeyilmə həddinə çatması dişin sınmasından əvvəl baş verə bilər. Ona görə də yol verilən yeyilmə həddinin çatma anında dişin sınma ehtimalının -  $R(t_{yb})$  qiymətləndirilməsi mühüm əhəmiyyət daşıyır. Yüklənmə və yükgötürmə qabiliyyəti çoxlu sayda amillərdən asılı olduğu üçün bu kəmiyyətlərin normal paylanma qanununa tabe olmasını qəbul etmək olar. Bunu nəzərə almaqla [112]-yə əsasən yol verilən yeyilmə həddinin çatdığı zaman anında dişin sınması meyarına görə imtinasız işləmə ehtimalını aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

$$R(t_{yb}) = \Phi \left( \frac{\bar{\sigma}_{Flim}^y - \bar{\sigma}_F^y}{\sqrt{(V_{\sigma Flim} \cdot \bar{\sigma}_{Flim}^y)^2 + (V_{\sigma F} \cdot \bar{\sigma}_F^y)^2}} \right). \quad (5.4.20)$$

Burada  $V_{\sigma Flim}$ ,  $V_{\sigma F}$  – uyğun olaraq yüklətmə qabiliyyətinin və yüklənmənin variasiya əmsalları,  $\bar{\sigma}_F^y$  - yol verilən yeyilmə həddinin çatdığı zaman anında dişdəki əyilmə gərginliyinin riyazi gözləməsi,  $\bar{\sigma}_{Flim}^y$  - yol verilən yeyilmə həddinin çatdığı zaman anında əyilmə gərginliklərinin həddi qiymətinin riyazi gözləməsidir.

Burada  $\bar{\sigma}_{Flim}^y$  aşağıdakı şəkildə təyin oluna bilər [112]:

$\bar{\sigma}_F^y \geq \sigma_{Flim}$  olduqda,

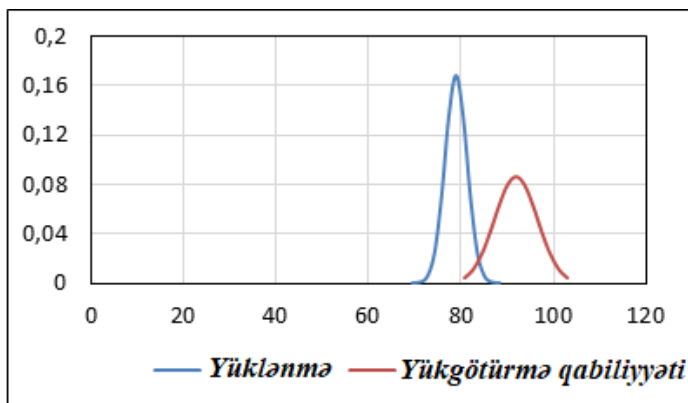
$$\bar{\sigma}_{Flim}^y = \bar{\sigma}_{Flim} \cdot \left( \frac{N_{FD}}{N_L^y} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad (5.4.21)$$

$\bar{\sigma}_F^y < \sigma_{Flim}$  olduqda,

$$\bar{\sigma}_{Flim}^y = \bar{\sigma}_{Flim} \cdot \left( \frac{N_{FD}}{N_L^y} \right)^{\frac{1}{2k-1}}. \quad (5.4.22)$$

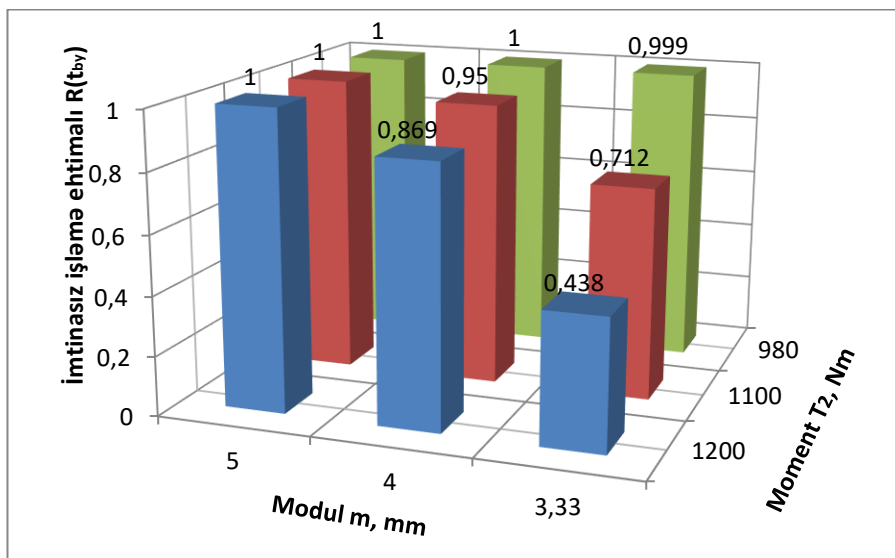
Qrafik 5.4.8-də parametrləri  $a_w=100$  mm,  $u=20,5$ ,  $m=4$  mm və ötürülən fırlanma momenti  $T_2=1200$  Nm olan sonsuz vint ötürməsi üçün yol verilən yeyilmə həddinin ( $\Delta s_{lim}=1,2$  mm) çatdığı zaman anında çarxın dişində yaranan əyilmə gərginliyinin və yüklətmə qabiliyyətinin paylanma sıxlığının qrafikləri əks olunmuşdur. (5.4.20) ifadəsinə görə yerinə yetirilmiş hesabatın nəticəsində  $R(t_{by})=0,869$  qiyməti alınmışdır. Burada yüklətmə qabiliyyətinin variasiya əmsalı  $V_{\sigma Flim}=0,05$  və yüklənmənin variasiya əmsalı isə  $V_{\sigma F}=0,03$  qəbul edilmişdir.

Analoji hesabatlar yüklənmənin və həndəsi parametrlərin müxtəlif qiymətləri üçün aparılmışdır. Bu hesabatların nəticələri qrafik 5.4.9-da əks olunmuşdur. Belə hesabatlar müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə etibarlıq və uzunömürlük analizinin aparılmasına imkan verirlər. Təqdim olunan metodika əsasında ötürmənin həndəsi və kinematik parametrlərinin, eləcə də sonsuz vint çarxının materialının düzgün seçilməsi yolu ilə dişin əyilmədə möhkəmliyi kifayət qədər artırıla bilər.



**Qrafik 5.4.8.** Parametrləri  $a_w=100$  mm,  $u=20,5$ ,  $m=4$  mm və ötürülən fırlanma momenti  $T_2=1200$  Nm olan sonsuz vint ötürməsi üçün yol verilən yeyilmə həddinin ( $\Delta s_{lim}=1,2$  mm) çatdığı zaman anında çarxın dişində yaranan əyilmə gərginliyinin və yükgötürmə qabiliyyətinin paylanma sıxlığı

[170, s. 228-268]-də müxtəlif həndəsi və kinematik parametrlərə malik olan sonsuz vint ötürmələri üzərində çıxış valındakı fırlanma momentinin ( $T_2$ ) və sonsuz vint valının fırlanma tezliyinin müxtəlif qiymətlərində aparılan çoxlu sayda eksperimental sınaqların nəticələri əks olunmuşdur (cədvəl 5.4.2). Sınaqlar Münxen Texniki Universitetinin “Maşın elementləri” institutunun laboratoriyasında xüsusi hazırlanmış sınaq qurğusu üzərində yerinə yetirilmişdir [170, s. 79]. Bu eksperimentlər 16MnCr5 markalı poladdan hazırlanmış, vidələri tablanmaya uğradılmış evolvent profilli silindrik sonsuz vintdən və mərkəzdənqaçma üsulu ilə tökmə nəticəsində alınmış CuSn12Ni-GZ markalı tuncdan hazırlanmış sonsuz vint çarxından ibarət sonsuz vint ötürmələri üzərində aparılmışdır. Alınan nəticələrin analizi göstərir ki, sınaqdan keçirilən sonsuz vint ötürmələrində  $K_{FH}$  əmsalının qiyməti 1-dən böyükdür.



**Qrafik 5.4.9.** *Yüklənmənin və həndəsi parametrlərin müxtəlif qiymətləri üçün dişin sınması meyarına görə imtinasız işləmə ehtimalının qiymətləri (sonsuz vint çarxının materialı - CuSn12-C-GZ,  $a_w=100$  mm,  $n_1=500$  dəq<sup>-1</sup>)*

### 5.5. Sonsuz vint çarxının möhkəmliyinin eksperimental sınağı

Yüklənmə istiqamətinin dəyişməsinin tunc ərintisindən hazırlanmış sonsuz vint çarxının dişlərinin əyilmə möhkəmliyinə təsirini tədqiq etmək məqsədi ilə Almaniyanın Xemnits Texniki Universitetinin (TU Chemnitz) “Konstruksiyaetmə və ötürmələr texnikası” institutunun elmi-tədqiqat laboratoriyasında təqdim olunan dissertasiya işinin müəllifinin iştirakı ilə sınaqlar aparılmışdır. Eksperimental sınaqlar UPM 140/95 markalı servohidravlik intiqallı universal pulsatorlu sınaq qurğusunda aparılmışdır (şəkil 5.5.1). Qurğu müxtəlif ölçülü sonsuz vint çarxlarının dişlərinin əyilmədə möhkəmliyini nisbətən qısa müddətdə sınaqdan keçirməyə imkan verir. Sonsuz vintin valı hidravlik plunjerin valına birləşdirilmişdir və yönəldici vasitəsi ilə onunla birlikdə şaquli istiqamətdə irəli-geri hərəkət etmək imkanına malikdir. Sonsuz vintin vidələri və çarxın dişləri arasında lazımi ilişmə təmin edildikdən sonra sonsuz vint çarxı həmin vəziyyətdə fiksə olunur.

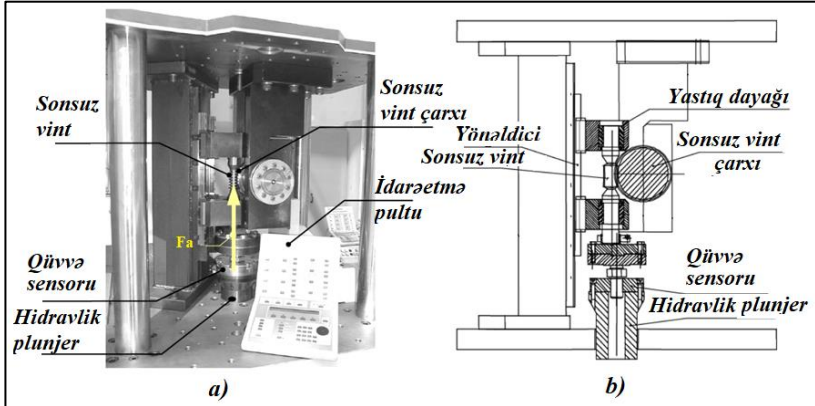
***Cədvəl 5.4.2. Sınaqdan keçirilmiş sonsuz vint ötürmələrinin əsas parametrləri və uzunömürlük göstəriciləri***

Ötürmənin əsas parametrləri	Sonsuz vint valının fırlanma tezliyi $n_1$ , $\text{dəq}^{-1}$	Çıxış valında fırlanma momenti $T_2$ , Nm	Yeyilmənin miqdarı $\Delta m$ , q	Uzunömürlük, $10^6$ yüklənmə tsikli		Uzunömür-lülük nisbəti, $K_{WH}$ ( $K_{FH}$ )
				$N_{HL}$	$N_{WL}$ ( $N_{FL}$ )	
$a_w=65$ mm; $u=20,5$ ; $m=2,5$ mm	1470	210	12,36	13,96	27	1,94
	1470	290	47,9	1,99	26,46	13,3
$a_w=100$ mm; $u=10,3$ ; $m=5$ mm	500	1180	71,5	0,58	7,3	12,6
	500	1696	124,4	0,29	0,85	2,93
	1500	750	95,5	6,7	42,4	6,33
	1500	750	88,4	4,96	40,68	8,2
	1500	1180	108,8	2,94	10,71	3,64
	1500	1180	118	2,13	12,81	6
	1500	1180	83,98	2,51	6,49	2,6
	1500	1180	159	2,24	12,41	5,54
	1500	1696	88,6	1,31	3,05	2,33
	1500	1696	105,5	1,31	2,61	2
	2800	1180	174,9	5,26	22,26	4,23
	2900	1180	124,7	5,95	13,82	2,32
$a_w=100$ mm; $u=20,5$ ; $m=4$ mm	1500	700	81,7	6,06	19,48	3,21
	1500	700	140,2	2,73	13,04	4,77
	1500	700	89,7	5,27	17,93	3,4
$a_w=160$ mm; $u=20$ ; $m=6,25$ mm	2900	1470	396,3	2,51	12,54	5
	2900	1470	121	6,64	12,6	1,9

Beləliklə, hidravlik plunjer tərəfindən sonsuz vintə ötürülən və sinusoid qanunu üzrə dövri dəyişən oxboyu qüvvə ( $F_a$ ) sonsuz vint çarxının dişlərinin də dövri yüklənməsinə səbəb olur. Oxboyu qüvvənin amplitudunun və plunjerin gedişinin qiyməti idarəetmə pultu vasitəsi ilə tənzimlənir və sensorlar tərəfindən qeydə alınır. Sınaqlar mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=100$  mm və  $a_w=160$  mm, ötürmə ədədi  $u=20,5$  və  $u=20$  olan sonsuz vint ötürmələri üzərində aparılmışdır. Sonsuz vint çarxının dişli



tacının materialı mərkəzdənqaçma üsulu ilə tökmə nəticəsində alınmış CuSn12Ni2-C-GZ markalı tunc, sonsuz vintin materialı isə 16MnCr5 markalı polad götürülmüşdür. Oxboyu qüvvənin yalnız sınaqdan keçirilən diş tərəfindən qəbul olunmasını təmin etmək üçün ona qonşu olan dişlər frezlə kəsilmişdir. Yeyilməyə məruz qalmış dişin əyilməyə möhkəmliyini sınaqdan keçirmək məqsədi ilə dişin profili yol verilən yeyilmə həddi ölçüsündə xüsusi frezlə yonulmuşdur.



**Şəkil 5.5.1.** UPM 140/95 markalı servohidravlik intiqallı universal pulsatorlu sınaq qurğusunun ümumi görünüşü (a) və struktur sxemi (b)

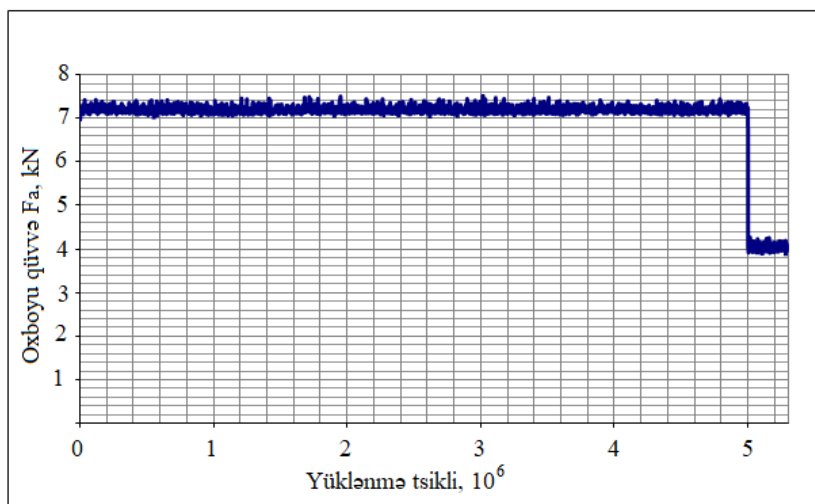
Cədvəl 5.5.1-də sınaqdan keçirilən sonsuz vint ötürməsinin əsas parametrləri və birdiqli ilişmədə onun əyilmədə dözümlük həddinə uyğun gələn maksimal yüklənməsi ( $F_{amax}$  və  $T_{2max}$ ) və yeyilmənin yol verilən həddi ölçüsü  $\delta_{WD}$  ((5.4.5) düsturuna əsasən) əks olunmuşdur.

Sınaqların müddəti sonsuz vint çarxının dişlərinin dözümlük həddinə uyğun gələn baza tsiklləri sayına bərabər götürülmüşdür, yəni  $5 \cdot 10^6$  yüklənmə sayından sonra sınaqlar dayandırılaraq dişlərin vəziyyətinə baxış keçirilmişdir. Mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=100$  mm, ilişmə modulu  $m=4$  mm və ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxının dişinin  $F_{amax}=7100$  N oxboyu qüvvə altında sınağının gedişi əlavə 6-da əks olunmuşdur. Qrafik 5.5.1-də isə aparılan sınağın nəticələri qrafiki olaraq təsvir olunmuşdur. Təyin olunmuş sınaq müddətindən sonra dişli çarxa baxış keçirilmiş və dişin işçi profilində heç bir zədələnmə aşkar edilməmişdir.

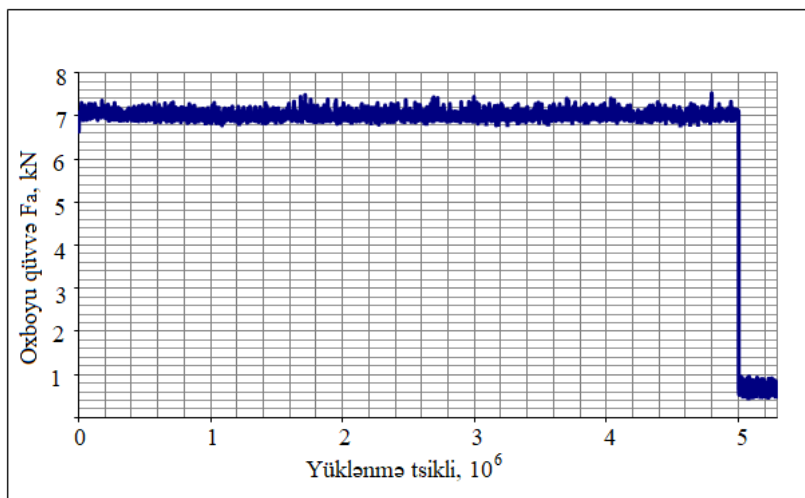
***Cədvəl 5.5.1. Sınaqdan keçirilən sonsuz  
vint ötürmələrinin əsas parametrləri***

Mərkəzlə rarası məsafə və ötürmə ədədi	Mo- dul m, mm	Dia- metr əmsal ı, q	Girişlər in və dişlərin sayı		Bölgü diametrlə ri, mm		Həddi oxboyu qüvvə, $F_{amax}$ , N	Həddi fırlanma momenti, $T_{2max}$ , Nm	Yeyilmənin həddi ölçüsü $\delta_{WD}$ , mm
			$z_1$	$z_2$	$d_1$	$d_2$			
$a_w=100$ mm; $u=20,5$	4	9	2	41	36	164	7100	1980	3,3
$a_w=160$ mm; $u=20$	6,25	11	2	40	69	250	19900	8090	5,2

İlk sınaqdan sonra sonsuz vint çarxı əks istiqamətdə qurğuya yerləşdirilmişdir və beləliklə də sınaqdan keçirilmiş dişin əks profilinin eyni yük altında və eyni müddətdə sınağı aparılmışdır. Sınağın nəticələri qrafiki olaraq qrafik 5.5.2-də əks olunmuşdur. Qrafikdən göründüyü kimi sonsuz vint çarxının dişi sınağın sonuna qədər tətbiq olunan qüvvəyə davam gətirmişdir. Sınaq bitdikdən sonra çarxa baxış keçirilmişdir və dişdə hər hansı bir zədələnmə aşkar edilməmişdir. Buradan belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, hətta maksimal hesabi yükləmədə belə sınaqdan keçirilən sonsuz vint çarxının dişləri yükləmə istiqamətini dəyişdikdən sonra da öz davamlılığını saxlaya bilirlər. Daha sonra yeyilmənin sonsuz vint çarxının dişinin əyilmə möhkəmliyinə təsirini müəyyən etmək üçün çarxın bir dişinin qalınlığı yol verilən maksimal yeyilmə ölçüsündə ( $\delta_{WD}=3,3$  mm) azaldılmış və eyni sınaq aparılmışdır. Bu sınağın nəticələri qrafik 5.5.3-də qrafiki olaraq təsvir edilmişdir. Qrafikdən göründüyü kimi sonsuz vint çarxının dişi  $4,5 \cdot 10^6$  yükləmə tsiklindən sonra sınaq sıradan çıxmışdır və sınaq dayandırılmışdır. Buradan belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, yeyilməyə məruz qalmış sonsuz vint çarxının resursu kifayət qədər azalır. Ona görə də işçi profilin qeyri-işçi profillə əvəz edilməsi intensiv yeyilmə mərhələsinin (istismarın üçüncü mərhələsi) başlanğıcında (şəkil 5.4.3) həyata keçirilərsə, sonsuz vint ötürməsinin uzunömürlüliyünün artırılması mümkündür.

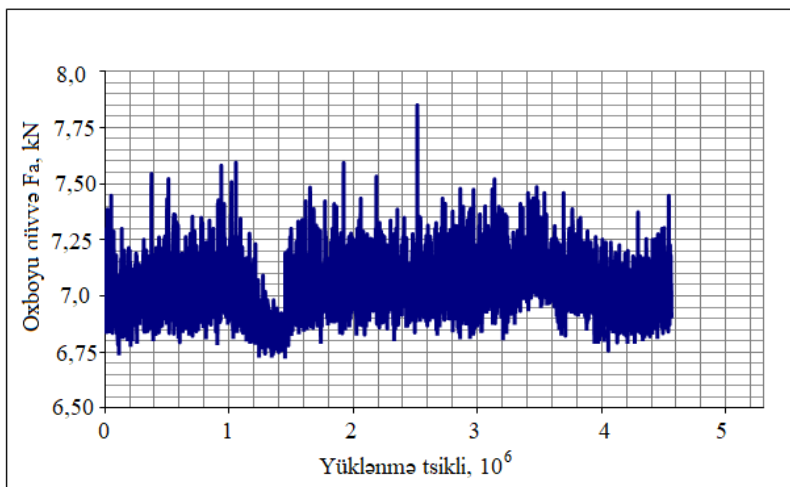


**Qrafik 5.5.1.** Parametrləri  $a_w=100$  mm, ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxının dişinin işçi profilinin eksperimental sınağının nəticəsi



**Qrafik 5.5.2.** Parametrləri  $a_w=100$  mm, ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxının dişinin əks profilinin eksperimental sınağının nəticəsi

Əlavə 7-də mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=100$  mm, ilişmə modulu  $m=4$  mm və ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxının dişinin  $F_{amax}=8100$  N oxboyu qüvvə altında sınaqlarının nəticələri qrafiki olaraq təsvir olunmuşdur. Nəticələr əvvəlki sınaqla demək olar ki, eyni olmuşdur. Yəni əks profil artıq yükə də davam gətirmişdir. Lakin yeyilməyə məruz qalmış diş artıq yük altında daha tez ( $1,6 \cdot 10^6$  yükləmə tsiklindən sonra) sınaq sıradan çıxmışdır.



**Qrafik 5.5.3.** Parametrləri  $a_w=100$  mm, ötürmə ədədi  $u=20,5$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxının yeyilməyə məruz qalmış dişinin işçi profilinin eksperimental sınağının nəticəsi

Analoji sınaqlar mərkəzlərarası məsafəsi  $a_w=160$  mm, ilişmə modulu  $m=6,25$  mm və ötürmə ədədi  $u=20$  olan sonsuz vint ötürməsinin çarxı üzərində də aparılmışdır. Yükləmənin müxtəlif qiymətlərində aparılmış sınaqların nəticələri qrafiki olaraq əlavə 8-də əks olunmuşdur. Aparılan bütün sınaqlar zamanı dişin işçi və əks profillərinin hər iki istiqamətdə yüklənmə zamanı  $5 \cdot 10^6$  yüklənmə tsiklindən sonra da sıradan çıxmaması qeydə alınmışdır. Yol verilən yeyilmə həddində ( $\delta_{wD}=5,2$  mm) qalınlığı azaldılmış dişlər isə sınaq müddətinin başa çatmasından əvvəl əyilmə möhkəmliyini itirərək sınaq nəticəsində sıradan çıxmışdır.

## 5.6. Dişli çarxın işçi profilinin qeyri-işçi profilə əvəz edilməsi üsullarının tətbiqi

Dişli çarx ötürmələrinin uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi belə bir nəticəyə gəlməyə imkan verir ki, ötürmənin həndəsi ölçülərindən, kinematik parametrlərindən və materialların mexaniki xarakteristikalarından asılı olaraq istismarın müəyyən mərhələsindən sonra dişlərin işçi profilini qeyri-işçi profilə əvəz etməklə ötürmənin uzunömürlüyünü artırmaq mümkündür. Maşın və avadanlıqlarda istifadə olunan ötürücü mexanizmlər iş prinsipinə, konstruksiyasına, funksiyasına və istismar şəraitinə görə bir-birindən fərqlənilirlər. Ona görə də hər bir mexaniki ötürmədə dişlərin işçi profilinin qeyri-işçi profilə əvəz edilməsi üsulu maşının konstruktiv xüsusiyyətlərindən və istismar şərtlərindən asılı olaraq fərdi şəkildə müəyyən oluna bilər. Ümumi halda bu proses aşağıdakı üsullardan biri ilə həyata keçirilə bilər:

**1. Elektrik mühərrikinin fırlanma istiqamətinin dəyişdirilməsi üsulu.** Bu üsuldən o zaman istifadə etmək olar ki, elektrik mühərrikinin fırlanma istiqamətinin maşının işinə heç bir təsiri olmasın. Belə hala misal olaraq ştanqlı quyu nasoslarının yerüstü intiqallarını (şəkil 5.1.2 və 5.2.6) göstərmək olar. Bu intiqalların çıxış bəndi irəli-geri hərəkət etdiyi üçün elektrik mühərrikinin, reduktorun vollarının və dirsəyin hansı istiqamətdə fırlanma hərəkəti etməsi heç bir önəm daşımır. Bu reduktorların böyük ölçüyə malik olduğunu və hazırlanmasının baha başa gəlməsini nəzərə aldıqda onların uzunömürlüyünün artırılması xüsusi əhəmiyyət kəsb edir və böyük praktiki əhəmiyyətə malikdir (Əlavə 3).

Elektrik mühərrikinin fırlanma istiqamətinin dəyişdirilməsi üsulu ilə dişlərin işçi profillərinin əvəz olunmasını praktikada çox sayda texnoloji və nəqliyyat maşınlarında həyata keçirmək mümkündür. Buna daha bir misal olaraq metropoliten stansiyalarında və ya ticarət mərkəzlərində istifadə olunan eskalatorları göstərmək olar [13, s. 568], [77, s. 56]. Bir çox hallarda enmə və qalxma eskalatorlarının hərəkət istiqamətinin qarşılıqlı olaraq dəyişdirilməsi sənişinlərin hərəkətinin təşkilində hər hansı bir problem yaratmır (şəkil 5.6.1, a). Belə hallarda bu üsulun tətbiqi əlverişli olur.

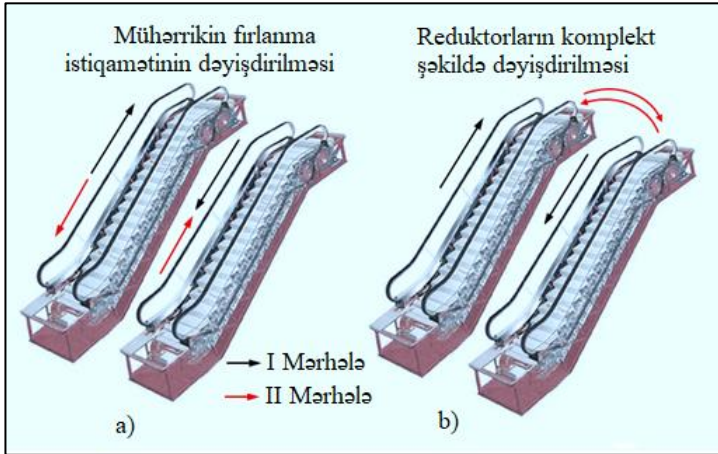
Təqdim olunan üsulun əsas üstünlüklərindən biri də odur ki, dişlərin işçi profillərinin dəyişdirilməsi üçün əlavə olaraq sökmə-yığma və nizamlama işlərinin aparılmasına ehtiyac qalmır.

Praktikada elektrik mühərrikinin rotorunun fırlanma istiqamətini bir neçə üsulla dəyişmək olar. Sabit cərəyan mühərriklərində bu məqsədlə gərginliyin qütblərini dəyişirlər [158, s. 20]. Çoxfazlı dəyişən cərəyan mühərriklərində isə rotorun fırlanma istiqamətini dəyişmək üçün fazların ardıcılığını dəyişmək kifayət edir [90, s. 116], [179, s. 13]. Bir çox hallarda ötürücü mexanizmin intiqal mühərriki rotorun fırlanma istiqamətini tələb olunan anda dəyişdirmək üçün xüsusi qurğu ilə təchiz edilir. Məsələn, metropoliten eskalatorlarında bu məqsədlə kontaktor adlanan qurğulardan istifadə edilir [77, s. 219].

**2. Reduktorların komplekt şəkildə dəyişdirilməsi üsulu.** Bu üsuldən iki əks istiqamətdə hərəkət edən və hərəkət istiqamətlərinin istismar şərtlərinə görə dəyişdirilməsi mümkün olmayan paralel qoşulmuş nəqliyici maşınların (eskalatorların, elevatorların, konveyerlərin və s.) istismarında istifadə etmək mümkündür (şəkil 5.6.1, b). Prinsipcə, metropoliten stansiyalarında istifadə olunan qalxma və enmə eskalatorlarının hər ikisinin hərəkət istiqamətini dəyişməklə buna nail olmaq mümkündür. Lakin bu halda metro stansiyasına giriş və çıxışın yerləri də müvafiq olaraq dəyişdirilməli olur. Bu isə bəzi hallarda texniki çətinliklər yarada bilər. Metropoliten eskalatorlarında ikinci üsulun tətbiqi daha əlverişlidir. Bu üsul enmə və qalxma eskalatorlarının əsas intiqallarının komplekt şəkildə bir-biri ilə əvəz edilməsindən ibarətdir. Bu üsulun həyata keçirilməsi zamanı müəyyən sökmə-yığma və nizamlama işlərinin aparılmasına ehtiyac yaranır, ona görə də bu əməliyyatın təmir və texniki qulluq işlərinin planına salınması daha səmərəlidir.

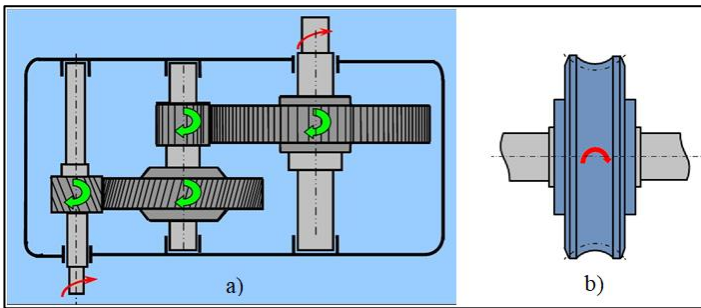
**3. Dişli çarxların çevrilməsi üsulu.** Bu üsulla separat hazırlanmış silindrik dişli çarxların (şəkil 5.6.2, a) və sonsuz vint çarxının (şəkil 5.6.2, b) dişlərinin işçi profillərinin qeyri-ışçi profillərlə əvəz edilməsi mümkündür. Bu üsulda da müəyyən sökmə-yığma və nizamlama işlərinin aparılması lazım gəlir, ona görə də bu əməliyyatların cari təmir və texniki qulluq işlərinin planına salınması daha əlverişlidir. Bundan əvvəlki mövzuda qeyd olunduğu kimi sonsuz vint ötürməsində ən zəif element sonsuz vint çarxı olduğuna görə yalnız onun çevrilməsi kifayət edir. Çünki sonsuz vint çarxının vidələri həm kontakt gərginliyi, həm də əyilmə gərginliyi meyarına görə çarxın dişlərindən kifayət qədər

davamlıdır. Sonsuz vint çarxının val üzərində  $180^0$  çevrilməsi ötürmənin kinematikasına heç bir təsir göstərmir.



**Şəkil 5.6.1.** *Eskalator intiqallarında dişlərin işçi profillərinin əvəz edilməsi üsulları*

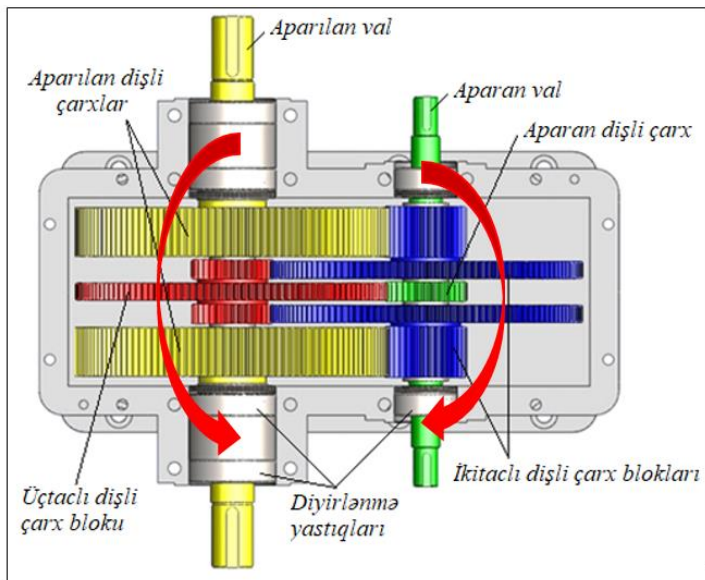
Bu üsulun tətbiqinə əksər maşın və avadanlıqların intiqallarının konstruksiyası və iş şəraiti imkan verir. Nəqliyyat və kənd təsərrüfatı maşınlarının, kimya sənayesi avadanlıqlarının, yükqaldıran qurğuların, konveyerlərin və digər texnoloji maşınların bütün istismar boyunca eyni istiqamətdə hərəkət edən dişli çarxlarının uzunömürlüyünü təqdim olunan üsulla yüksəltmək mümkündür (Əlavə 2 və Əlavə 4).



**Şəkil 5.6.2.** *Silindrik dişli çarxların (a) və sonsuz vint çarxının (b) val üzərində çevrilməsi üsulu*

### **Valların üzərindəki detallarla birlikdə komplekt çevrilməsi üsulu.**

Bu üsuldən ikiiaxınlı reduktorların dişli çarxlarının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsində istifadə etmək olar (şəkil 5.6.3).

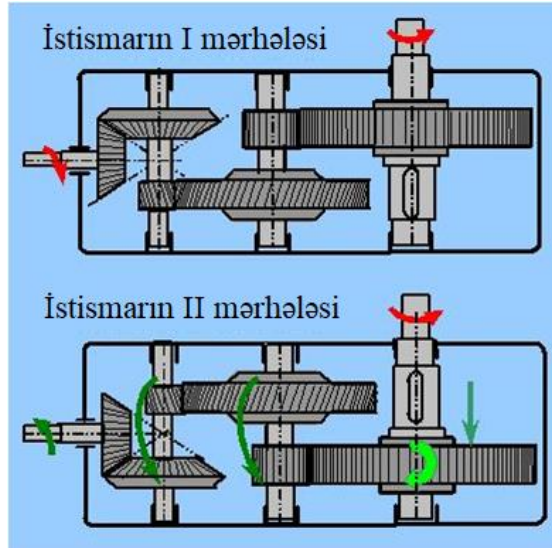


**Şəkil 5.6.3.** *İkiiaxınlı reduktorun çarxlarının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi*

**4. Kombinə edilmiş üsul.** Bəzi hallarda reduktorun çarxlarının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi üçün bir neçə üsulun həyata keçirilməsi lazım gəlir. Məsələn, şəkil 5.6.4-də təsvir olunmuş üçpilləli konusvari-silindrik dişli çarx reduktorunun bütün dişli çarxlarında dişin profillərinin əvəzlənməsi üçün müəyyən istismar müddətindən sonra aşağıdakı əməliyyatları yerinə yetirmək lazımdır:

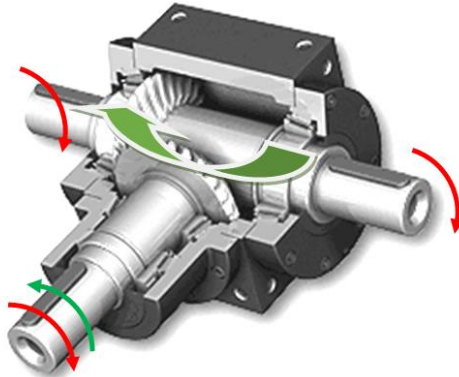
- Mühərrikin fırlanma istiqamətini dəyişmək;
- Aralıq valları detalları ilə birlikdə 180° çevirmək;
- Aparılan dişli çarxı öz oxu boyunca əvvəlcədən nəzərdə tutulmuş yeni vəziyyətə quraşdırmaq.





**Şəkil 5.6.4.** *Kombinə edilmiş üsulla üçpilləli reduktorun çarxlarının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi*

Şəkil 5.6.5-də birpilləli konusvari dişli çarx reduktorunun dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi üsulu əks olunmuşdur.



**Şəkil 5.6.5.** *Kombinə edilmiş üsulla birpilləli konusvari çarx reduktorunun çarxlarının dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi*

Bu üsulda çıxış valının fırlanma istiqamətini saxlamaq şərti ilə işçi profillərin əvəz edilməsi üçün müəyyən istismar müddətindən sonra mühərrikin fırlanma istiqamətini dəyişmək və aparılan valı üzərindəki detallarla birlikdə  $180^0$  çevirmək lazımdır.

Maşın və avadanlıqların mexaniki ötürmələrinin dişli çarxlarının uzunömürlük göstəricilərinin müxtəlif işgörmə qabiliyyəti meyarlarına görə müqayisəli analizi əsasında aşağıdakı ümumi nəticələrə gəlmək olar:

1. Bir istiqamətdə fırlanma hərəkəti edən dişli çarxların dişlərində yaranan kontakt gərginliklərinin təsirindən onların yalnız işçi profilləri müxtəlif zədələnmələrə məruz qalırlar, əks profillər isə uzunmüddətli istismardan sonra tam zədəsiz qalırlar;
2. Dişlərdə yaranan əyilmə gərginlikləri biristiqamətli fırlanma hərəkəti edən çarxların dişlərinin həm işçi, həm də qeyri-işçi profilləri üçün təhlükəlidir. Əyilmə gərginlikləri reversiv fırlanma hərəkəti edən çarxların dişləri üçün daha təhlükəlidir;
3. Əyilmə və kontakt gərginlikləri meyarlarına görə dişli çarxların uzunömürlük nisbəti ötürmənin həndəsi və kinematik parametrlərindən, materialların mexaniki xarakteristikalarından asılıdır. Modulun və çarxın eninin artırılması uzunömürlük nisbətinin yüksəldilməsinə imkan verir. Termiki emal üsulu ilə səthi bərkliyin artırılması kontakt möhkəmliyini yüksəltsə də, uzunömürlük nisbətinin azalmasına səbəb olur;
4. Həndəsi parametrlərin və materialların düzgün seçilməsi şərti ilə əyilmə gərginliklərinə görə lazımı möhkəmliyi təmin etməklə müəyyən istismar müddətindən sonra dişlərin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi dişli çarxların uzunömürlüyünün artırılmasına imkan verir;
5. Müəyyən istismar müddətindən sonra çarxların dişlərinin işçi profillərinin qeyri-işçi profillərlə əvəz edilməsi yolu ilə silindrik və konusvari dişli çarx ötürmələrinin uzunömürlüyünü 50-60%, sonsuz vint ötürmələrinin uzunömürlüyünü isə 30-50%-ə qədər yüksəltmək mümkündür.

## **VI FƏSİL. ÖTÜRÜCÜ MEXANİZMLƏRİN TƏMİRƏYARARLIQ MEYARI ÜZRƏ ETİBARLILIĞININ QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ**

### **6.1. Etibarlığın təmirəyararlıq meyarı üzrə əsas göstəricilərinin qiymətləndirilməsi üsulları**

Müasir maşın və avadanlıqlar, eləcə də onların əksər düyünləri bərpa olunmaq qabiliyyətinə malikdirlər, yəni istismar zamanı meydana çıxan imtinalar təmir vasitəsilə aradan götürülə bilər. İstismar prosesində qurğunun texniki cəhətdən saz vəziyyəti profilaktik və bərpa xarakterli işlər kompleksinin aparılması ilə saxlanılır. Bunun üçün qurğunun konstruksiyası müəyyən təmir və texniki qulluq işlərinin aparılmasına imkan verməlidir. Başqa sözlə, maşınlar və onların əsas düyünləri təmirəyararlı olmalıdırlar. Təmirəyararlıq dedikdə konstruksiyanın işləmə qabiliyyətini saxlamaq və ya bərpa etmək məqsədilə müəyyən təmir və texniki qulluq işlərinin aparılmasına imkan verməsi qabiliyyəti başa düşülür.

Maşın və avadanlıqların, eləcə də onların struktur elementlərinin təmirəyararlıq qabiliyyəti onların etibarlıq səviyyəsini müəyyən edən əsas amillərdən biridir. Texniki sistemin təmirəyararlıq üzrə göstəricilərinin qiymətləndirilməsi istismar zamanı təmir və texniki qulluq işlərinin düzgün təşkili, təmir dövründə boşdayanmaların minimuma endirilməsi, ehtiyat hissələri ilə təminatın düzgün idarə edilməsi məsələlərində mühüm texniki-iqtisadi əhəmiyyətə malikdir. Texniki sistemin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlığını qiymətləndirmək üçün müxtəlif göstəricilərdən istifadə olunur. Bu göstəricilərin təyin olunması 2.5-ci mövzuda şərh olunmuşdur.

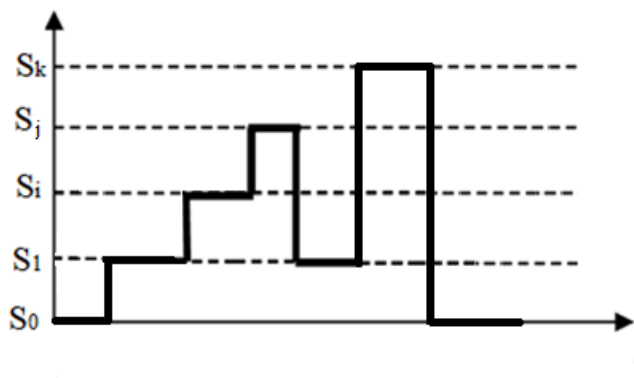
Texniki sistemin təmirəyararlıq üzrə göstəricilərinin təyin olunması üçün bir sıra modellər və üsullar mövcuddur. Mövcud tədqiqatlarda bu məqsədlə ehtimal nəzəriyyəsinin və riyazi statistikanın üsullarından geniş istifadə olunur.

İşləmə qabiliyyəti bərpa oluna bilən texniki sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində Markov modeli geniş tətbiq olunur. Fasiləsiz zaman daxilində diskret vəziyyətləri xarakterizə edən Markov prosesi bu məsələnin həllində daha əlverişlidir və bu modelin əsas mahiyyəti ondan ibarətdir ki, sistem onun elementlərinin imtina, təmir, saxlanma və ya saz halda olmasından asılı olaraq müxtəlif diskret vəziyyətlərdə ola bilər.

(qrafik 6.1.1). Hər hansı bir elementin imtinası və ya təmirdən sonra bərpaı sistemin yeni bir vəziyyətə keçməsinə gətirir. Sistemin hər hansı bir vəziyyətdə olması müəyyən ehtimala malikdir. Bu ehtimalları  $P_0(t)$ ,  $P_1(t) \dots P_k(t)$  ilə işarə etsək, aydındır ki,  $\sum_{i=0}^k P_i(t) = 1$  olacaqdır. Burada  $P_i(t)$  ( $i=0, \dots, k$ ) – hər hansı bir  $t$  anında sistemin  $S_i$  vəziyyətində olması ehtimalıdır.  $k$  – sistemin ola biləcəyi vəziyyətlərin sayıdır. Markov modelini müxtəlif  $k$  sayda vəziyyət tutan zəncir kimi təsvir etmək olar. Sistemin hər hansı bir  $S_i$  vəziyyətində olması müddəti təsadüfi kəmiyyətdir. Bu təsadüfi kəmiyyətin paylanması üstlü qanuna tabe olması qəbul edilir. Markov prosesi üçün aşağıdakı prinsiplər əsas qəbul edilir [88, s. 68]:

- 1) Markov prosesində başqa ehtimala keçmə stasionar şəkildə baş verir və sistemin hər hansı bir vəziyyətdə olma müddətinin uzunluğu zamandan asılı deyil;
- 2) Kiçik bir zaman müddətində bir vəziyyətdən digərinə keçmə hallarının sayı birdən çox ola bilməz.

Markov prosesi səbəb-nəticə xüsusiyyətinə malikdir. Markov prosesini daha əyani təsvir etmək üçün qraflar üsulundan istifadə edirlər. Qrafın təpələri sistemin tuta bildiyi vəziyyətləri göstərir (şəkil 6.1.1). Bir vəziyyətdən digər vəziyyətə keçid isə oxlarla göstərilir.

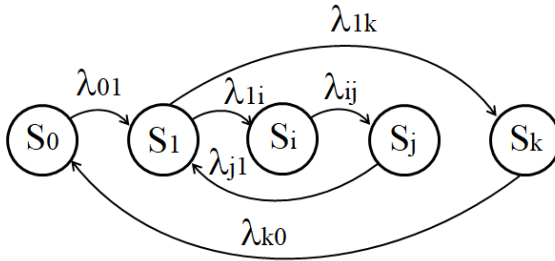


**Qrafik 6.1.1.** Fasiləsiz zaman daxilində diskret vəziyyətləri xarakterizə edən Markov prosesinin qrafiki təsviri

Sistemin Markov modelini qurmaq üçün onun ola biləcəyi bütün vəziyyətləri müəyyən etmək lazımdır. Hər hansı bir  $S_i$  vəziyyətindən digər  $S_j$  vəziyyətinə keçidin baş verməsi hallarının intensivliyi aşağıdakı ifadə ilə təyin oluna bilər:

$$\lambda_{ij}(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{p_{ij}(t, t + \Delta t)}{\Delta t}, \quad (6.1.1)$$

burada  $p_{ij}(t, t + \Delta t)$  -  $[t, t + \Delta t]$  zaman intervalında sistemin  $S_i$  vəziyyətindən  $S_j$  vəziyyətinə keçməsi ehtimalıdır. Stasionar Markov proseslərində keçidlərin intensivliyi zamandan asılı olmadığı üçün  $\lambda_{ij}(t) = \lambda_{ij}$ , ona görə də  $p_{ij}(t, t + \Delta t) = p_{ij}(\Delta t)$  olur.



**Şəkil 6.1.1.** Fasiləsiz zaman daxilində diskret vəziyyətləri xarakterizə edən Markov modelinin qraflarla təsviri

Fasiləsiz zaman daxilində diskret Markov prosesi keçid intensivliklərinin matrisi şəklində də aşağıdakı kimi təsvir oluna bilər [165, s. 351]:

$$\Lambda(t) = \begin{bmatrix} \lambda_{11}(t) & \lambda_{12}(t) & \dots & \lambda_{1k}(t) \\ \lambda_{21}(t) & \lambda_{22}(t) & \dots & \lambda_{2k}(t) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{k1}(t) & \lambda_{k2}(t) & \dots & \lambda_{kk}(t) \end{bmatrix} \quad (6.1.2)$$

Matrisin hər hansı bir  $\lambda_{ij}(t)$  elementinin sıfır olması sistemin  $S_i$  vəziyyətindən  $S_j$  vəziyyətinə keçməsinin qeyri-mümkün olmasını göstərir. Baş diaqonal üzərində olan  $\lambda_{ii}(t)$  elementləri sistemin həmin vəziyyətdə qalmasını xarakterizə edir. Keçid intensivlikləri  $\lambda_{ij}(t)$  zamandan asılı olmadıqda belə Markov prosesi bircins proses adlanır. Bu halda sistemin hər hansı bir vəziyyətdə olması ehtimalını Markov

modelinin qraflarla təsviri əsasında Kolmoqorovun diferensial tənliklər sisteminin həlli vasitəsi ilə təyin etmək olar [165, s. 371]:

$$\frac{dP_n(t)}{dt} = \sum_{i=1(i \neq n)}^k \lambda_{in} \cdot P_i(t) - P_n(t) \cdot \sum_{j=1(j \neq n)}^n \lambda_{nj} \cdot \quad (6.1.3)$$

Bircinsli Markov modelinin qraflarla təsviri əsasında Kolmoqorov tənliklər sisteminin qurulması aşağıdakı əsas qaydalar əsasında həyata keçirilir:

- Diferensial tənliklər sisteminin tənliklərinin sayı sistemin tuta biləcəyi vəziyyətlərin sayına bərabər olmalıdır;
- Hər bir tənliyin sol tərəfində sistemin baxılan vəziyyətdə olma ehtimalının zamana görə diferensialı yazılır;
- Hər bir tənliyin sağ tərəfindəki hədlərin sayı həmin vəziyyəti digərləri ilə əlaqələndirən oxların sayı qədər olur;
- Tənliyin sağ tərəfindəki hər bir hədd cari keçid intensivliyinin baxılan vəziyyəti sistemin həmin keçidlə əlaqələndirilən vəziyyətdə olma ehtimalının diferensialının hasilinə bərabərdir;
- Tənliyin sağ tərəfindəki həddin işarəsi baxılan vəziyyətə daxil olan və xaric olan oxların istiqamətindən asılı olaraq götürülür. Oxun baxılan vəziyyətə daxil olduğu halda həddin işarəsi “müsbət”, baxılan vəziyyətdən xaric olduğu halda isə “mənfi” götürülür.

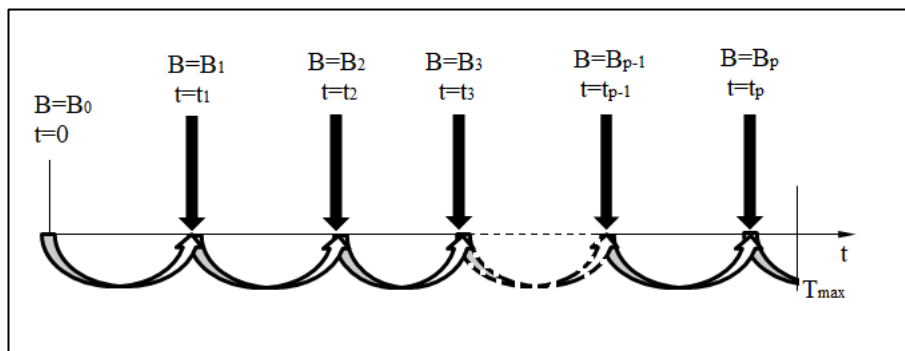
Praktikada texniki sistemlərin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində Markov modeli geniş istifadə olunur. Lakin bu modelin tətbiq olunmasında əsas şərtlərdən biri eksponensial paylanma qanunundan istifadənin mümkün olması üçün keçid intensivliklərinin sabit olmasıdır. Texniki sistem bir-birindən asılı olmayan və bərpa olunan komponentlərdən təşkil olunduqda Bul-Markov modelindən istifadə etmək daha əlverişlidir. Bu modelin əsas mahiyyəti ondan ibarətdir ki, texniki sistemin hər bir komponenti üçün Markov prosesinin tənlikləri tərtib olunur. Hər bir komponentin müəyyən vəziyyətdə olma ehtimalı təyin edildikdən sonra Bul məntiqi əsasında bu ehtimalların hasili şəklində sistemin etibarlıq göstəriciləri müəyyən olunur.

Texniki sistemin təmirəyararlıq üzrə etibarlıq göstəricilərinin təyin olunmasının mühüm əhəmiyyətlərindən biri də istismar və təmir prosesində tələb olunan ehtiyat hissələrinə olan tələbatın qiymətləndirilə bilməsidir. Bu məqsədlə praktikada yenilənmə modellərindən geniş

istifadə olunur [144, s. 359]. Adi yenilənmə modelində zamandan asılı olaraq sıradan çıxan komponentlərin yenisi ilə əvəzlənməsi prinsipi əsas götürülür. Alternativli yenilənmə modelində isə komponentlərin yenisi ilə əvəz olunması ilə yanaşı onların təmir oluna bilməsi də nəzərə alınır. Yenilənmə modellərində adətən texniki sistemin iki vəziyyətdən birində olduğu qəbul edilir: 1) saz halda; 2) təmirdə.

Semi-Markov modeli də yenilənmə modeli kimi ehtiyat hissələrinə olan tələbatın qiymətləndirilməsinə imkan verir. Lakin burada texniki sistemin dövrü olaraq texniki qulluq vəziyyətində olması da nəzərə alınır [144, s. 360].

Texniki sistemin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlılığının qiymətləndirilməsində sistem nəqli nəzəriyyəsiindən də istifadə edirlər. Bu üsul ixtiyari struktura və imtinaları ixtiyari paylanma qanunauyğunluğuna tabe olan komponentlərə malik olan kompleks sistemlərin təmirəyararlıq göstəricilərini təyin etməyə imkan verir. Sistemin hər bir komponentinə bir vəziyyət indikatoru  $b_i$  və müvafiq olaraq bu vəziyyətə daxil olma vaxtı  $\tau_i$  uyğun gəlir. Hər bir komponentin vəziyyət indikatorunun ala biləcəyi qiymətlərin sayı, həmin komponentin tuta biləcəyi vəziyyətlərin sayına bərabər götürülür. Beləliklə  $n$  komponentdən ibarət olan sistem vəziyyətlər vektoru  $B=(b_1, b_2, \dots, b_i, \dots, b_n)$  və daxil olma vaxtı vektoru  $\tau=(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \dots, \tau_n)$  ilə xarakterizə olunur.



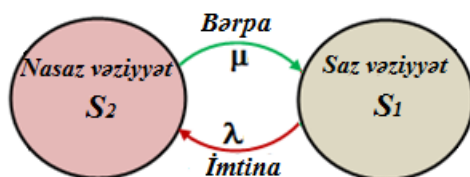
*Şəkil 6.1.2. Vəziyyət indikatorları vasitəsi ilə texniki sistemin təmirəyararlıq analizinin sxemi*

Hər iki vektor müəyyən  $t$  zamanı daxilində sistemin  $P=(B, \tau, t)$  vəziyyətlər fəzası vektorunu təşkil edir. Sistemin tutduğu bütün

vəziyyətlər  $\{P\}$  vektor çoxluğunu yaradır. Beləliklə, sistem bir diskret vəziyyət vektorundan digərinə keçərək  $n$ -ölçülü fəzada dəyişməyə məruz qalır. Təqdim olunan bu modeli sxematik olaraq şəkil 6.1.2-dəki kimi təsvir etmək olar [144, s. 394]. Təqdim olunan sxem əsasında simulyasiya proqramlarının (məsələn, Monte-Karlo üsulu ilə) köməyi ilə texniki sistemin hər bir vəziyyətdə olması ehtimalı və hazırlıq əmsalı müəyyən olunur.

## 6.2. Bir komponentdən ibarət ötürücü qurğunun təmirəyararlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi

Bir çox hallarda maşın və ya avadanlığın ayrıca götürülmüş bir ötürücü qurğusunun təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlıq göstəricilərinin təyin olunması vacib olur. Bu, dişli çarx reduktoru, mufta düyümü və s. ola bilər. Çox zaman bu düyümlər ixtisaslaşdırılmış istehsalçı müəssisə tərəfindən hazırlanır və həmin isthsalçı üçün bütöv maşının yox, məhz həmin düyümün etibarlıq göstəriciləri əhəmiyyət kəsb edir. İstismarçı müəssisə üçün isə bütövlükdə maşının etibarlıq göstəriciləri əhəmiyyət daşıdığı kimi, onun müxtəlif istehsalçılar tərəfindən təchiz olunmuş ayrı-ayrı komponentlərinin etibarlılığı da maraq kəsb edir. Bu, təmir prosesində ehtiyat hissələrinə tələbatın qiymətləndirilməsi nöqtəyi-nəzərindən xüsusi ilə əhəmiyyətlidir. Ən sadə halda baxılan düyüm iki müxtəlif vəziyyətdə ola bilər: 1) Saz haldadır və istismardadır; 2) İmtinaya məruz qalıb və təmirdədir. Baxılan qurğunun istismar və təmir prosesinin Markov modelinin qraflarla təsviri şəkil 6.2.1-də əks olunmuşdur [10, s. 21].



**Şəkil 6.2.1.** Bir komponentdən ibarət ötürücü qurğunun Markov modelinin qraflarla təsviri



$S_1$  vəziyyəti ötürücü qurğunun saz vəziyyətini,  $S_2$  vəziyyəti isə imtindən sonrakı təmir vəziyyətini əks etdirir. Mexanizmin  $S_1$  vəziyyətində olma ehtimalını  $R(t)$ ,  $S_2$  vəziyyətində olma ehtimalını  $F(t)$  ilə işarə etsək, bir vəziyyətdən digərinə keçmə intensivlikləri  $\lambda$  (imtinalar intensivliyi) və  $\mu$  (bərpların intensivliyi) parametrləri ilə xarakterizə oluna bilər. Baxdığımız qurğu üçün (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini tətbiq etsək, yaza bilərik:

$$\begin{cases} \frac{dR(t)}{dt} = -\lambda \cdot R(t) + \mu \cdot F(t); \\ \frac{dF(t)}{dt} = -\mu \cdot F(t) + \lambda \cdot R(t). \end{cases} \quad (6.2.1)$$

Digər tərəfdən sistemin bu vəziyyətlərdən birində olması yəqin hadisə olduğundan

$$R(t) + F(t) = 1. \quad (6.2.2)$$

Başlanğıc şərtləri nəzərə almaqla, yəni  $R(t=0) = 1$  və  $F(t=0) = 0$  olduğunu nəzərə alaraq, Laplas çevirməsindən istifadə etməklə (6.2.1) homogen xətti diferensial tənliklər sistemini həll etməklə  $R(t)$  və  $F(t)$  ehtimallarının zamandan asılı ifadələrini ala bilərik.  $R(t)$  və  $F(t)$  ehtimal funksiyalarının Laplas çevirməsini sadə şəkildə  $\tilde{R}(s)$  və  $\tilde{F}(s)$  kimi göstərək. Yəni

$$\begin{cases} L[R(t)] = \tilde{R}(s) = \int_0^\infty R(t) \cdot e^{-st} dt \\ L[F(t)] = \tilde{F}(s) = \int_0^\infty F(t) \cdot e^{-st} dt. \end{cases} \quad (6.2.3)$$

Qeyd etdiyimiz başlanğıc şərtləri nəzərə almaqla Laplas çevirməsini tətbiq etsək, (6.2.1) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\begin{cases} s \cdot \tilde{R}(s) - 1 = -\lambda \cdot \tilde{R}(s) + \mu \cdot \tilde{F}(s) \\ s \cdot \tilde{F}(s) = \lambda \cdot \tilde{R}(s) - \mu \cdot \tilde{F}(s) \end{cases} \quad (6.2.4)$$

Sistemin son tənliyindən yaza bilərik:

$$\tilde{F}(s) = \frac{\lambda \cdot \tilde{R}(s)}{s + \mu}. \quad (6.2.5)$$

Aldığımız bu ifadəni (6.2.4) sisteminin birinci tənliyində nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$\tilde{R}(s) = \frac{s + \mu}{s(s + \lambda + \mu)}. \quad (6.2.6)$$

Laplas çevirməsinə əks çevirməni həyata keçirmək üçün (6.2.6) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazaq:

$$\tilde{R}(s) = \frac{M}{s} + \frac{N}{s+\lambda+\mu}. \quad (6.2.7)$$

Burada hesablamaları sadələşdirmək üçün daxil edilən  $M$  və  $N$  parametrləri daxil edilmişdir:

$$M = \frac{\mu}{\lambda+\mu}; \quad N = \frac{\lambda}{\lambda+\mu}. \quad (6.2.8)$$

Beləliklə, [43, s. 439]-a əsasən elementar funksiyaların Laplas çevirmələrinin ifadələrindən istifadə etməklə (6.2.7) ifadəsinə əks çevirməni tətbiq etsək və (6.2.8) əvəzləmələrini nəzərə alsaq  $R(t)$  imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığını alarıq:

$$R(t) = \frac{\mu}{\mu+\lambda} + \frac{\lambda}{\mu+\lambda} \cdot e^{-(\lambda+\mu)t}. \quad (6.2.9)$$

İndi isə (6.2.6) ifadəsini (6.2.5)-də nəzərə alsaq və əks çevirmə aparsaq, imtinaların baş vermə ehtimalının zamandan asılılıq düsturunu alarıq:

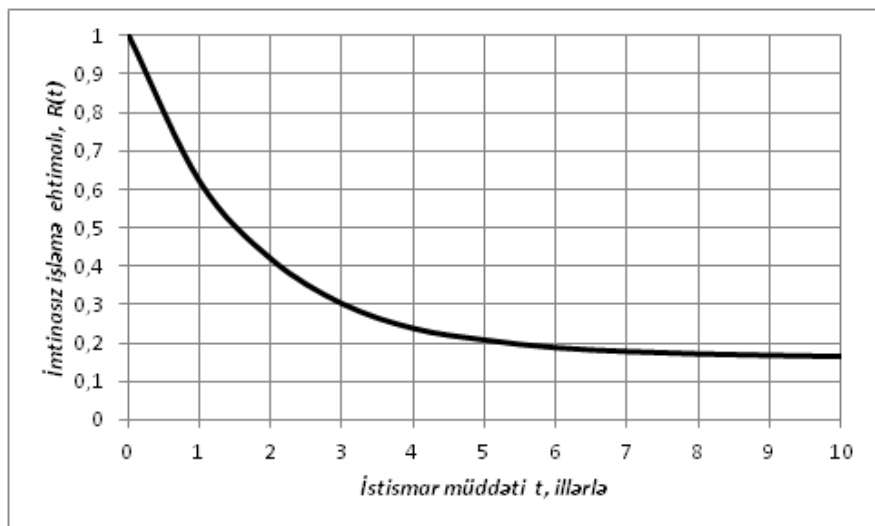
$$F(t) = \frac{\lambda}{\mu+\lambda} - \frac{\lambda}{\mu+\lambda} \cdot e^{-(\lambda+\mu)t}. \quad (6.2.10)$$

Qeyd etmək lazımdır ki, imtinasız işləmə ehtimalı həm də baxılan ötürücü mexanizmin hazırlıq əmsalını xarakterizə edir. Beləliklə, ötürücü mexanizmin imtinalar intensivliyinin ( $\lambda$ ) və bərpa olunma intensivliyinin ( $\mu$ ) qiymətləri məlum olarsa, istismarın istənilən anında istismarda və təmirdə olma ehtimallarının qiymətini (6.2.3) və (6.2.4) ifadələri ilə təyin etmək mümkündür. İmtinalar intensivliyinin  $\lambda=0,5$  il<sup>-1</sup> və bərpa olunma intensivliyinin  $\mu=0,1$  il<sup>-1</sup> qiymətlərində imtinasız işləmə ehtimalının (hazırlıq əmsalının) zamandan asılılığı qrafik 6.2.1-də əks olunmuşdur. Qrafikdən görüldüyü kimi, istismarın ilk mərhələsində hazırlıq əmsalı kəskin aşağı düşür, bu bərpa olunmaların müəyyən qədər gecikməsi ilə bağlı olur. Müəyyən istismar müddətindən sonra isə hazırlıq əmsalı stabilləşir. Aydındır ki, hazırlıq əmsalının qərarlaşmış qiymətinin yüksəldilməsi üçün bərpaolunmalar intensivliyinin müəyyən vasitələrlə artırılması tələb olunur.

### **6.3. Komponentləri bir-birindən asılı olmayan intiqal sisteminin təmirəyararlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi**

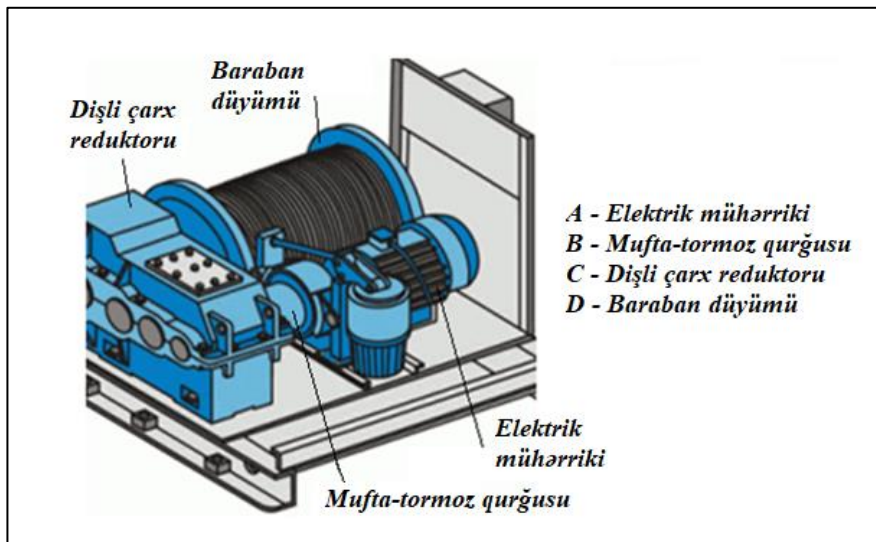
Maşın və ya avadanlığın intiqal sistemi bir çox hallarda sonlu sayda yığım vahidlərindən – komponentlərdən təşkil olunur. Buraya mühərriklər, dişli çarx reduktorları, muftalar və s. daxil ola bilərlər. Şəkil 6.3.1-də belə intiqal sistemlərindən biri – yükqaldıran kranın

yüqaldırma mexanizminin intiqal sistemi əks olunmuşdur. Bu intiqal sistemi elektrik mühərrikindən, mufta-tormoz qurğusundan, dişli çarx reduktorundan və baraban düyümündən ibarətdir. Ümumi halda baxılan sistemin komponentlərinin imtinaları bir-birindən asılı və ya qeyri-asılı ola bilər. Sadəlik üçün fərz edək ki, bir komponentin imtinası digər komponentə təsir göstərmir və bütün komponentlərin imtinaları bir-birindən qeyri-asılıdır.



**Şəkil 6.2.1.** Ötürücü qurğunun imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

Praktikada belə nəticə əldə etmək üçün qoruyucu elementlərdən geniş istifadə olunur. Beləliklə, baxılan halda eyni zamanda iki və ya daha çox komponentin eyni zamanda sıradan çıxması yalnız nadir hallarda hər hansı bir xarici təsir nəticəsində baş verə bilər. Həqiqətən də komponentlərin imtinaları arasında heç bir asılılıq olmadıqda bir neçə komponentin eyni anda sıradan çıxması təsadüf nəticəsində (məsələn, qəza nəticəsində) az hallarda baş verə bilər. Bunu nəzərə alaraq göstərilən sistemin qraflarla təsvirini şəkil 6.3.2-də göstərilən kimi təqdim etmək olar. Burada A, B, C, D ilə sistemi təşkil edən dörd komponent, daha doğrusu onların saz halı işarə olunmuşdur. Həmin komponentlərin imtina halı isə uyğun olaraq  $A^*$ ,  $B^*$ ,  $C^*$ ,  $D^*$  ilə işarə edilmişdir.



**Şəkil 6.3.1.** Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sistemi və onun əsas komponentləri

Hər bir komponentin imtinalar intensivliyini uyğun olaraq  $\lambda_A$ ,  $\lambda_B$ ,  $\lambda_C$ ,  $\lambda_D$  ilə, bərpa olunma intensivliyini isə  $\mu_A$ ,  $\mu_B$ ,  $\mu_C$  və  $\mu_D$  ilə işarə etsək, (6.2.3) ifadəsini nəzərə alaraq Bul-Markov modeli əsasında [11, s. 118] intiqal sisteminin imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığını aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar:

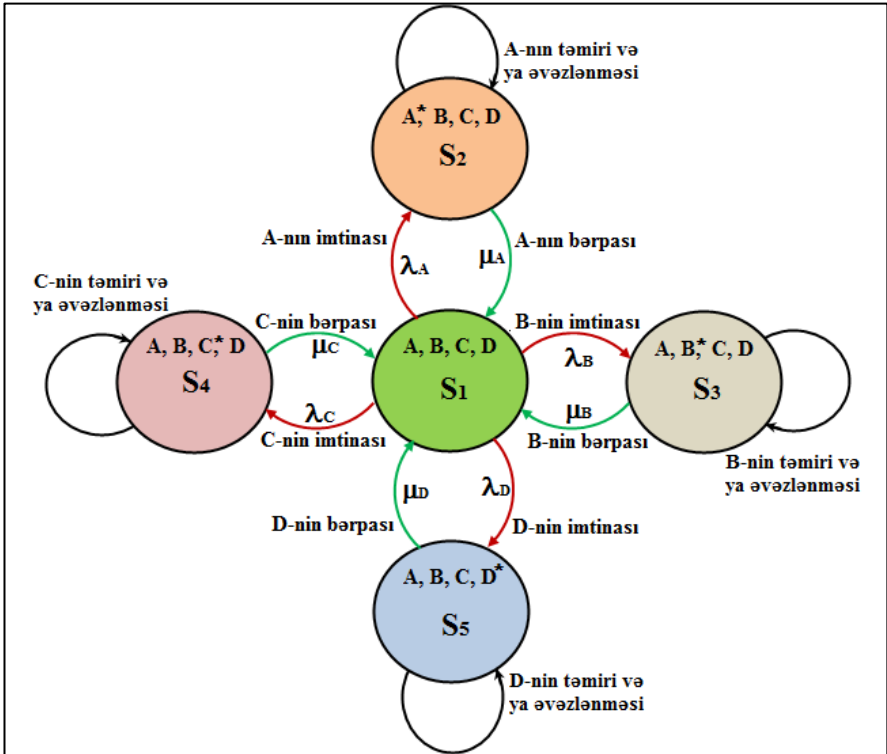
$$R(t) = \prod_{i=1}^4 R_i = \prod_{i=1}^4 \left[ \frac{\mu_i}{\mu_i + \lambda_i} + \frac{\lambda_i}{\mu_i + \lambda_i} \cdot e^{-(\mu_i + \lambda_i)t} \right]. \quad (6.3.1)$$

Bu halda sistemin təmirdə olması ehtimalını isə (6.2.4) ifadəsinə analogi olaraq aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$F(t) = \prod_{i=1}^4 F_i = \prod_{i=1}^4 \left[ \frac{\lambda_i}{\mu_i + \lambda_i} - \frac{\lambda_i}{\mu_i + \lambda_i} \cdot e^{-(\mu_i + \lambda_i)t} \right]. \quad (6.3.2)$$

Beləliklə, ötürücü mexanizmin hər bir blokunun imtinalar intensivliyinin ( $\lambda_i$ ) və bərpa olunma intensivliyinin ( $\mu_i$ ) qiymətləri məlum olarsa, istismarın istənilən anında onun imtinasız işləmə ehtimalının qiymətini (6.3.1) ifadəsi ilə təyin etmək mümkündür. İmtinalar intensivlikləri  $\lambda_A=0,3$  il<sup>-1</sup>;  $\lambda_B=0,4$  il<sup>-1</sup>;  $\lambda_C=0,3$  il<sup>-1</sup>;  $\lambda_D=0,3$  il<sup>-1</sup>, bərpa olunma intensivlikləri  $\mu_A=0,2$  il<sup>-1</sup>;  $\mu_B=0,3$  il<sup>-1</sup>;  $\mu_C=0,25$  il<sup>-1</sup>;  $\mu_D=0,3$  il<sup>-1</sup>

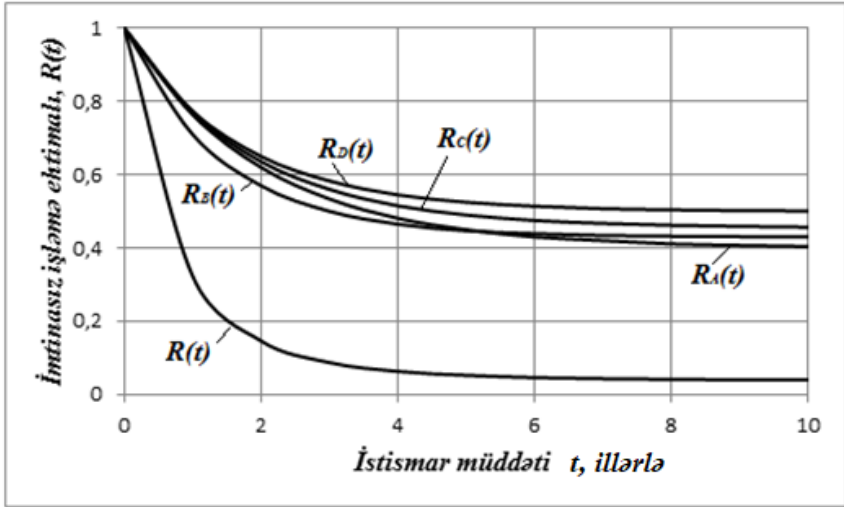
olduqda, imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı qrafik 6.3.1-də göstərilmişdir. Qrafikdən görüldüyü kimi komponentlərin sayı çox olduqda sistemin ümumi etibarlıq göstəriciləri xeyli aşağı olur.



**Şəkil 6.3.2.** Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin qraflarla təsviri

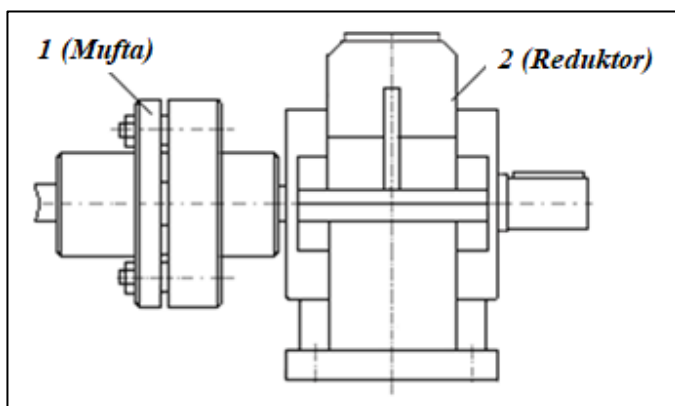
Bul-Markov modeli öz sadəliyinə görə bir çox üstünlüklərə malikdir. Bu modelin bir üstünlüyü də çoxlu sayda komponentlərdən ibarət olan sistemin təmirəyararlıq göstəricilərinin analitik üsulla asanlıqla təyin oluna bilməsidir. Lakin Bul-Markov modeli müxtəlif komponentlərin eyni anda bir-birindən asılı olmayan imtinalarının baş vermə ehtimalını istisna etmir. Hər hansı bir total xarici təsir olmadıqda (məsələn, qəza nəticəsində sistemin bütün komponentlərinin tam yararsız hala düşməsi) bir-birindən asılı olmayan komponentlərin eyni anda təsadüfən imtina

etməsi qeyri-mümkündür. Çünki komponentlərdən biri sıradan çıxdıqda sistem həmin komponentin təmiri ilə bağlı olaraq istismardan çıxarılır və beləliklə, digər komponentlərin həmin zaman intervalında imtinası istisna olunur. Ona görə də belə hallarda etibarlılığın daha dəqiq qiymətləndirilməsi üçün Markov modelinin tətbiqi daha məqsədəuyğundur.



**Qrafik 6.3.1.** Komponentləri bir-birindən asılı olmayan intiqal sisteminin təmirəyararlıq göstəricilərinin zamandan asılılığı

Markov modelinin çatışmayan cəhəti isə ondan ibarətdir ki, komponentlərin sayı çox olduqda (6.1.3) diferensial tənliklər sisteminin analitik həlli demək olar ki, mümkün olmur və təmirəyararlıq göstəricilərinin təyini yalnız kompyuter proqramlarının vasitəsi ilə həyata keçirilə bilər. Bul-Markov və Markov modellərinin müqayisəli analizinə iki komponentdən ibarət mufta-reduktor ötürmə sisteminin təmirəyararlıq göstəricilərinin hər iki üsulla təyini məsələsində baxılmışdır [95, s. 35]. Mufta-reduktor sistemi (şəkil 6.3.3) əksər texnoloji və nəqliyyat maşınlarının intiqallarının tərkib hissəsini təşkil edir. Ona görə də baxılan ikikomponentli sistemin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlıq göstəricilərinin təyin olunması mühüm əhəmiyyətə malikdir.

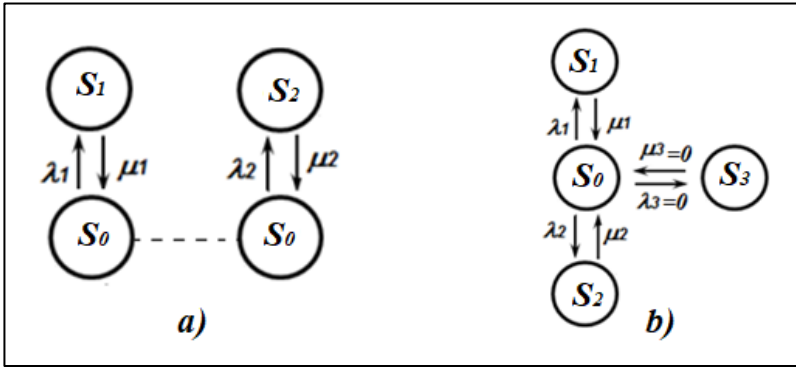


**Şəkil 6.3.3.** Mufta-reduktor ötürmə sistemi

Cədvəl 6.3.1-də mufta reduktor sisteminin istismar və təmir prosesində ala biləcəyi vəziyyətlər əks olunmuşdur. Şəkil 6.3.4, a-da mufta-reduktor sisteminin Bul-Markov modelinin, 6.3.4, b-də isə Markov modelinin qraflarla təsviri verilmişdir. Mühərrikin imtinalar intensivliyi  $\lambda_1$ , bərpaolunma intensivliyi  $\mu_1$ , reduktorun imtinalar intensivliyi  $\lambda_2$ , bərpaolunma intensivliyi isə  $\mu_2$  ilə işarə olunmuşdur. Markov modeli üçün  $S_3$  vəziyyətində olma ehtimalı  $P_3(t) = 0$  qəbul olunduğu üçün bu vəziyyətə aid keçid intensivlikləri  $\lambda_3 = 0$  və  $\mu_3 = 0$  götürülmüşdür.

**Cədvəl 6.3.1.** Mufta-reduktor sisteminin  
aldığı vəziyyətlər və uyğun ehtimallar

Vəziyyətin şərti işarəsi	Vəziyyətin təsviri	Vəziyyətdə olma ehtimalı
$S_0$	Hər iki komponent sazdır	$P_0(t)$
$S_1$	Mühərrik nasaz, reduktor sazdır	$P_1(t)$
$S_2$	Mühərrik saz, reduktor nasazdır	$P_2(t)$
$S_3$	Hər iki komponent nasazdır	$P_3(t)$



**Şəkil 6.3.4.** Mufta-reduktor sisteminin Bul-Markov (a) və Markov (a) modellərinin qraflarla təsviri

Bul-Markov modeli üçün mufta-reduktor sisteminin hər iki komponentinin saz halda olması ehtimalı və ya sistemin hazırlıq əmsalı (6.2.3) ifadəsinə uyğun olaraq aşağıdakı düstur ilə təyin oluna bilər:

$$P_0(t) = \prod_{i=1}^2 \left[ \frac{\mu_i}{\mu_i + \lambda_i} + \frac{\mu_i}{\mu_i + \lambda_i} \cdot e^{-(\mu_i + \lambda_i)t} \right]; \quad (6.3.3)$$

Mufta-reduktor sisteminin Markov modeli üçün isə Kolmoqorovun diferensial tənliklər sistemini (6.1.3) ifadəsi əsasında aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P_0(t) + \mu_1 \cdot P_1(t) + \mu_2 \cdot P_2(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \mu_1 \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_2 \cdot P_0(t) - \mu_2 \cdot P_2(t) \end{cases} \quad (6.3.4)$$

Mufta-reduktor sistemi hər hansı dörd vəziyyətdən yalnız birini tuta bildiyi üçün və  $P_3(t)=0$  qəbul olunduğu üçün bütün ehtimalların cəmi vahidə bərabər olur:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) = 1. \quad (6.3.5)$$

İstismarın başlanğıcında mufta-reduktor sisteminin hər iki komponentinin saz halda olduğunu qəbul edərək, başlanğıc şərtləri aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } i = 1, 2 \text{ olduqda } P_i(0) = 0 \quad (6.3.6)$$



(6.3.4) diferensial tənliklər sistemini analitik olaraq Laplas çevirməsinin köməyi ilə həll etmək olar.  $P_i(t)$  ehtimalının Laplas çevirməsini  $\tilde{P}_i(s)$  ilə işarə edək. Onda aşağıdakını yaza bilərik:

$$L[P_i(t)] = \tilde{P}_i(s) = \int_0^\infty P_i(t) \cdot e^{-st} dt. \quad (6.3.7)$$

Laplas çevirməsinin ifadəsindən istifadə etməklə (6.3.5) şərtini və (6.3.6) başlanğıc şərtlərini nəzərə alaraq (6.3.4) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı şəkildə yaza bilərik:

$$\begin{cases} s \cdot \tilde{P}_0(s) - 1 = -(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \tilde{P}_0(s) + \mu_1 \cdot \tilde{P}_1(s) + \mu_2 \cdot \tilde{P}_2(s) \\ s \cdot \tilde{P}_1(s) = \lambda_1 \cdot \tilde{P}_0(s) - \mu_1 \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_2(s) = \lambda_2 \cdot \tilde{P}_0(s) - \mu_2 \cdot \tilde{P}_2(s). \end{cases} \quad (6.3.8)$$

Sistemin sonuncu iki tənliyindən  $\tilde{P}_1(s)$  və  $\tilde{P}_2(s)$  ehtimallarını aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$\begin{cases} \tilde{P}_1(s) = \frac{\lambda_1}{s + \mu_1} \cdot \tilde{P}_0(s) \\ \tilde{P}_2(s) = \frac{\lambda_2}{s + \mu_2} \cdot \tilde{P}_0(s) \end{cases}$$

Alınmış ifadələri (6.3.8) diferensial tənliklər sisteminin birinci tənliyində nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[ s + \lambda_1 + \lambda_2 - \frac{\mu_1 \cdot \lambda_1}{s + \mu_1} - \frac{\mu_2 \cdot \lambda_2}{s + \mu_2} \right] = 1.$$

Və ya  $A = s(s^2 + as + b)$ ;  $a = \lambda_1 + \lambda_2 + \mu_1 + \mu_2$ ;  $b = \lambda_1 \cdot \mu_2 + \lambda_2 \cdot \mu_1 + \mu_1 \cdot \mu_2$  əvəzləmələri aparsaq, yaza bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[ \frac{A}{(s + \mu_1)(s + \mu_2)} \right] = 1. \quad (6.3.9)$$

Fərz edək ki,  $s^2 + a \cdot s + b = 0$  kvadrat tənliyinin kökləri  $\alpha$  və  $\beta$ -dir. Onda [42, s. 146]-ya əsasən aşağıdakı bərabərliyi yaza bilərik:

$$s^2 + a \cdot s + b = (s - \alpha)(s - \beta).$$

Beləliklə, (6.3.9) ifadəsini aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$\tilde{P}_0(s) = \left[ \frac{(s + \mu_1)(s + \mu_2)}{s(s - \alpha)(s - \beta)} \right]. \quad (6.3.10)$$

Əks çevirmənin aparıla bilməsi üçün sonuncu ifadənin sağ tərəfini hədlərə ayıraq:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{M}{s} + \frac{N}{s - \alpha} + \frac{P}{s - \beta}. \quad (6.3.11)$$

M, N və P əvəzləyici parametrləri (6.3.10) və (6.3.11) ifadələrinin sağ tərəflərinin müqayisəsi yolu ilə tapıla bilər. Bəzi çevirmələrdən sonra aşağıdakı tənliklər sistemini yazıla bilər:

$$\begin{cases} M + N + P = 1 \\ -M(\alpha + \beta) - N\beta - P\alpha = \mu_1 + \mu_2 \\ M\alpha\beta = \mu_1\mu_2 \end{cases} \quad (6.3.12)$$

Aldığımız tənliklər sisteminin axırıncı tənliyindən M parametrinin qiymətini aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$M = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2}{\alpha \cdot \beta}. \quad (6.3.13)$$

M məlum olduqdan sonra (6.3.12) tənliklər sisteminin ilk iki tənliyindən N və P parametrlərini tapa bilərik:

$$N = \frac{M\beta + \alpha + \mu_1 + \mu_2}{\alpha - \beta}; \quad P = \frac{M\alpha + \beta + \mu_1 + \mu_2}{\beta - \alpha}.$$

(6.3.11) ifadəsinə əks çevirmə tətbiq etsək,  $P_0(t)$  ehtimalı üçün aşağıdakı ifadəni alırıq:

$$P_0(t) = M + N \cdot e^{\alpha t} + P \cdot e^{\beta t}. \quad (6.3.14)$$

Stasionar prosesdə  $P_i(t)$  ehtimalları sabit olur və bununla (6.3.4) diferensial tənliklər sistemi xətti tənliklər sistemə çevrilir. Bu halda hazırlıq əmsalı sabit qiymət alır və aşağıdakı ifadəyə əsasən təyin olunur:

$$K_h = \lim_{t \rightarrow \infty} P_0(t) = M = \frac{\mu_1 \cdot \mu_2}{\alpha \cdot \beta}. \quad (6.3.15)$$

(6.3.14) və (6.3.15) ifadələri istismarın istənilən anında mufta-reduktor sisteminin imtinasız işləmə ehtimalını və hazırlıq əmsalını təyin etməyə imkan verir. Lakin bunun üçün imtinalar intensivliklərinin ( $\lambda_1, \lambda_2$ ) və bərpaolunmalar intensivliklərinin ( $\mu_1, \mu_2$ ) qiymətləri məlum olmalıdır. Bu parametrlər istismar prosesində baş verən imtinalar və yerinə yetirilən təmirlər haqqında statistik məlumatlar əsasında təyin oluna bilər. Təqdim olunan metodika əsasında mufta reduktor sisteminin etibarlıq göstəriciləri təyin olunmuşdur və alınan nəticələr Bul-Markov metodu ilə alınan nəticələrlə müqayisə olunmuşdur. Cədvəl 6.3.2-də imtinalar intensivliklərinin və bərpaolunmalar intensivliklərinin müxtəlif kombinasiyasında (ssenarilər üzrə) mufta-reduktor sisteminin hazırlıq əmsalının qiymətləri əks olunmuşdur. Alınan nəticələrin analizi göstərir ki, mufta-reduktor sisteminin etibarlılığı konstruksiyanın mükəmməlliyi və istismarın səviyyəsindən asılı olduğu kimi, təmir işlərinin də təşkilindən, strukturundan və keyfiyyətindən asılıdır. Mufta-reduktor sisteminin Markov modeli ilə təyin olunmuş hazırlıq əmsalı Bul-Markov

modeli ilə təyin olunmuş qiymətlərdən 3-7% yüksək alınır. Bu, Markov modelindən istifadə etdikdə müxtəlif komponentlərin eyni anda imtinalarının istisna olunması ilə əlaqədar olur.

**Cədvəl 6.3.2.** Müxtəlif ssenarilər üzrə mufta-reduktor sisteminin hazırlıq əmsalinin qiymətləri

Parametr / Ssenari	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\mu_1$	$\mu_2$	Hazırlıq əmsali $K_h$	
					Bul-Markov modeli üzrə	Markov modeli üzrə
Ssenari 1	0,2	0,3	1,0	1,5	0,694	0,714
Ssenari 2	0,5	0,6	1,5	1,8	0,562	0,6
Ssenari 3	0,5	0,6	2	2,5	0,645	0,671

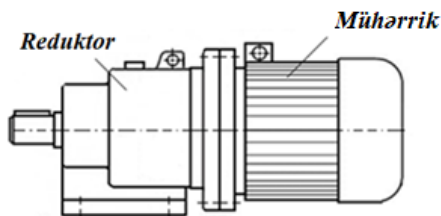
#### **6.4. Komponentlərinin imtinaları bir-birindən asılı olan intiqal sisteminin təmirəyararlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi**

İş qabiliyyəti bərpa oluna bilən müasir maşın və avadanlıqların intiqal sistemləri strukturuna və iş prinsipinə görə bir-birindən fərqlənən mexaniki, elektrik, hidravlik və s. komponentlərdən təşkil olunur ki, bu yığım vahidlərinin imtinalarının xarakteri və səbəbləri də çox hallarda kəskin fərqlənir. Buna görə də müasir intiqal sistemlərinin imtina və bərpa olunma parametrlərinin zamana görə dəyişməsi əksər hallarda stoxastik xarakterdə olur. Ümumi halda müasir maşın və qurğuların ötürücü mexanizmləri müxtəlif istehsalçılar tərəfindən hazırlanan unifikasiya olunmuş komponentlərdən (mühərriklər, muftalar, dişli çarx reduktorları və s.) ibarət olur. İstehsalçı zavod tərəfindən aparılan sınaq və monitorinqlər bu yığım vahidlərinin imtina və bərpa olunma intensivlikləri haqqında ayrı-ayrılıqda müəyyən statistik məlumatlar əldə etməyə imkan verir. Fərqli komponentlərin bir blokda birləşdirilməsi onlar arasında müəyyən qarşılıqlı təsirlərin yaranmasına səbəb olur. Bundan əvvəlki mövzuda komponentlərinin imtinaları bir-birindən asılı olmayan intiqal sistemlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdı. Əslində isə praktikada əksər hallarda komponentlərdən

birinin imtinası bütün sistemə öz təsirini göstərir və digər komponentlərdə də müəyyən imtina halları yaradır. Belə hallarda sistemin etibarlıq göstəricilərinin daha dəqiq qiymətləndirilməsi üçün onun komponentləri arasındakı qarşılıqlı təsirlərin nəzərə alınması vacibdir. Komponentlərin imtina və bərpa olunma intensivlikləri sabitə yaxın olduqda bu cür sistemin təmirəyararlıq üzrə etibarlıq göstəricilərini Markov modeli ilə təyin etmək mümkündür. Lakin komponentlər arasındakı qarşılıqlı təsirlər Markov modelinin mürəkkəbləşməsinə səbəb olur. Xüsusilə də komponentlərin sayı çox olduqda tərtib olunan diferensial tənliklər sisteminin analitik üsulla həlli mümkünsüz olur. Bu halda bu tənliklər sisteminin həlli yalnız kompyuter proqramlarının köməyi ilə mümkündür.

[109, s. 54]-də iki komponentdən ibarət mühərrik-reduktor sisteminin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxılmışdır. Mühərrik-reduktorlar yığcamlığına və yüksək f.i.ə.-na malik olduqlarına görə sənayenin müxtəlif sahələrinin maşın və avadanlıqlarında geniş istifadə olunurlar. Onlar müxtəlif texnoloji maşınların, robot və manipulyatorların, axın xətlərinin və digər sənaye avadanlıqlarının ayrılmaz tərkib hissəsidir. Ona görə də mühərrik-reduktorların etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi mühüm praktiki əhəmiyyətə malikdir.

Mühərrik-reduktor sisteminin komponentləri bir-biri ilə bilavasitə birləşdirildiyi üçün (şəkil 6.4.1) istismar prosesində onlar arasında qarşılıqlı təsirlər qaçılmaz olur. Əksər hallarda reduktorun imtinaları mühərrikin işində müəyyən problemlər yaradır. Məsələn, reduktorun çarxlarının dişlərində sınma, pitting, yeyilmə kimi imtinalar baş verdikdə bu, bütün sistemin bloklanması və vibrasiyasına səbəb olur, beləliklə də mühərrik artıq yüklənməyə davam gətirə bilməyərək sıradan çıxa bilər.



**Şəkil 6.4.1.** Mühərrik-reduktor sistemi

Ümumi halda mühərrik-reduktor sisteminin imtinalarını bir-biri ilə əlaqəsinə görə aşağıdakı üç qrupa bölmək olar:

- 1) Mühərrikin asılı olmayan imtinaları. Bu imtinalara əsasən induksiya dolaqlarının zədələnmələrini və diyirlənmə yastıqlarının sıradan çıxmasını aid etmək olar. Statistik məlumatlara görə mühərrik-reduktorların imtinalarının təxminən 6%-i dolaqlarla bağlı olur [159, s. 1082].
- 2) Reduktor elementlərinin asılı olmayan imtinaları. Mühərrik reduktor sisteminin bu imtinalarına dişli çarxların dişlərinin sınımasını, pittingini, yeyilməsini, valların sınımasını və deformasiyasını, yastıqların sıradan çıxmasını aid etmək olar. [159, s. 1082]-a görə mühərrik-reduktorların imtinalarının 66-90%-i mexaniki elementlərin zədələnməsi ilə bağlı olur.
- 3) Mühərrikin reduktordakı nasazlıqlarla bağlı imtinaları. Bəzi hallarda reduktorda baş verən nasazlıqlar mühərrikin də sıradan çıxmasına səbəb ola bilər. Məsələn, reduktorun çarxının dişinin sınıması və ya diyirlənmə yastığının dağılması onun bloklanmasına və beləliklə də mühərrikin artıq yüklənməsinə, qızmasına və sonda isə dolaqların yanmasına səbəb ola bilər.

Mühərrik-reduktor sistemi iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki qurğulara aiddirlər və əksər hallarda baş verən imtinalar təmir işlərinin köməyi ilə aradan qaldırıla bilər. Mühərrik-reduktorun təmirəyararlıq göstəricilərinin təyin olunması mühüm praktiki əhəmiyyətə malikdir. Təmirə sərf olunan zamanın və xərclərin azaldılması əksər hallarda texnoloji əməliyyatların keyfiyyətinin yüksəldilməsinə səbəb olur. Ən sadə halda mühərrik-reduktor sisteminin imtina və bərpaolunma intensivlikləri təxminən sabit qiymətlər alıqda onun etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində Markov modelindən istifadə etmək olar. Baxılan sistem iki komponentdən ibarət olduğu üçün onun Markov modeli dörd müxtəlif vəziyyətlə xarakterizə olunacaqdır. Bu vəziyyətlər və onların hər birinə uyğun gələn ehtimallar cədvəl 6.4.1-də əks olunmuşdur. Şəkil 6.4.2-də isə mühərrik-reduktor sisteminin Markov modelinin qraflarla təsviri verilmişdir. İmtinalar intensivliyi  $\lambda_1$  və bərpaolunmalar intensivliyi  $\mu_1$  mühərrikin, imtinalar intensivliyi  $\lambda_2$  və bərpaolunmalar intensivliyi  $\mu_2$  isə reduktorun keçid xarakteristikalarıdır. İmtinalar intensivliyi  $\lambda_3$  və bərpaolunmalar intensivliyi  $\mu_3$  reduktorun nasazlıqları nəticəsində mühərrikdə baş verən imtinaları və

bərpaolunmaları xarakterizə edir. İmtinalar intensivlikləri  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  və  $\lambda_3$  əsasən layihələndirmənin dəqiqliyindən, istehsalın keyfiyyətindən və istismar şəraitindən, bərpaolunmalar intensivlikləri  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  və  $\mu_3$  isə təmir işlərinin strukturundan, keyfiyyətindən və səviyyəsindən asılı olur.

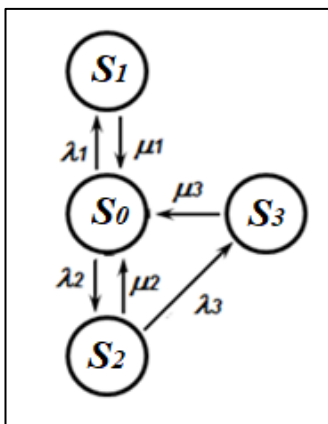
**Cədvəl 6.4.1. Mühərrik-reduktor sisteminin təmir tsiklinin müxtəlif vəziyyətləri və onlara uyğun gələn ehtimallar**

Vəziyyətin şərti işarəsi	Vəziyyətin təsviri	Baş vermə ehtimalı
$S_0$	Hər iki komponent saz haldadır	$P_0(t)$
$S_1$	Mühərrik nasazdır, reduktor sazdır	$P_1(t)$
$S_2$	Mühərrik sazdır, reduktor nasazdır	$P_2(t)$
$S_3$	Hər iki komponent nasazdır	$P_3(t)$

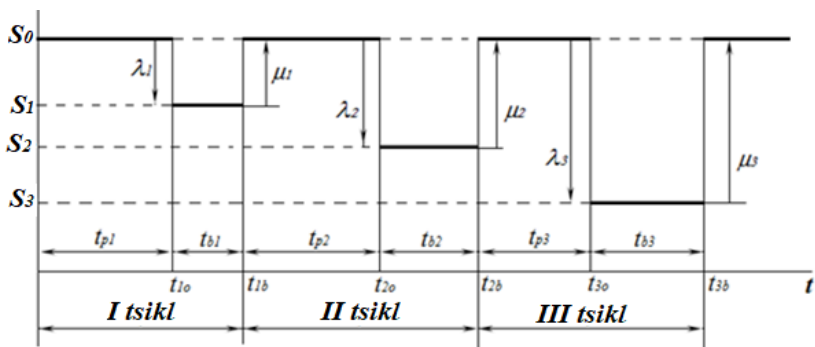
Baxılan məsələdə  $S_0$  vəziyyətindən birbaşa  $S_3$  vəziyyətinə keçid halına baxılmamışdır, çünki qəbul edilmişdir ki, hər iki komponentin bir-birindən asılı olmayaraq təsadüfən eyni anda sıradan çıxması çox nadir hallarda baş verə bilər.  $S_1$  vəziyyətindən  $S_3$  vəziyyətinə keçiddə burada istisna edilmişdir, ona görə ki, mühərrikin sıradan çıxmasının reduktorun imtina etməsinə səbəb olması praktikada demək olar ki, rast gəlinmir. Mühərrik-reduktor sisteminin istismar və təmir prosesini işə yararlı  $t_{pi}$  və işə yararsız  $t_{bi}$  zaman intervallarının (istismar və təmir tsiklləri) müəyyən stoxastik ardıcılıqla bir-birini əvəz etməsi kimi təsəvvür etmək olar (qrafik 6.4.1). İmtina anları  $t_{i0}$  ( $t_{10}$ ,  $t_{20}$  və s.) imtina hadisələrinin axınıni, bərpaolunma zamanlarının sonu  $t_{ib}$  ( $t_{1b}$ ,  $t_{2b}$  və s.) isə bərpaolunma hadisələrinin axınıni təşkil edir və bu axınlara stoxastik proses kimi baxıla bilər. Ona görə də bu sistemə kəsilməz zaman daxilində diskret vəziyyətlər alan Markov modelini tətbiq etmək məqsədəuyğundur.

Baxılan mühərrik-reduktor sisteminin Markov modeli əsasında Kolmoqorovun (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P_0(t) + \mu_1 \cdot P_1(t) + \mu_2 \cdot P_2(t) + \mu_3 \cdot P_3(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \mu_1 \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_2 \cdot P_0(t) - (\mu_2 + \lambda_3) \cdot P_2(t) \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_3 \cdot P_2(t) - \mu_3 \cdot P_3(t). \end{array} \right. \quad (6.4.1)$$



**Şəkil 6.4.2.** Mühərrik-reduktor sisteminin Markov modelinin qraflarla təsviri



**Qrafik 6.4.1.** Mühərrik-reduktor sisteminin istismar və təmir tsiklləri

Mühərrik-reduktor sistemi istismarın istənilən anında (6.4.1) cədvəlinə göstərilən vəziyyətlərdən yalnız birini ala bildiyi üçün aşağıdakı şərti yazı bilərik:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) = 1. \quad (6.4.2)$$

İstismarın başlanğıcında mufta-reduktor sisteminin hər iki komponentinin saz halda olduğunu qəbul edərək, başlanğıc şərtləri aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } i = 1, 2, 3 \text{ olduqda } P_i(0) = 0 \quad (6.4.3)$$

(6.4.3) diferensial tənliklər sistemini analitik olaraq Laplas çevirməsinin köməyi ilə həll etmək olar. (6.4.2) şərtini və (6.4.3) başlanğıc şərtlərini nəzərə alaraq (6.4.1) diferensial tənliklər sisteminə (6.3.7) Laplas çevirməsinə tətbiq etsək, yazı bilərik:

$$\begin{cases} s \cdot \tilde{P}_0(s) - 1 = -(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \tilde{P}_0(s) + \mu_1 \cdot \tilde{P}_1(s) + \mu_2 \cdot \tilde{P}_2(s) + \mu_3 \cdot \tilde{P}_3(s) \\ s \cdot \tilde{P}_1(s) = \lambda_1 \cdot \tilde{P}_0(s) - \mu_1 \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_2(s) = \lambda_2 \cdot \tilde{P}_0(s) - (\mu_2 + \lambda_3) \cdot \tilde{P}_2(s) \\ s \cdot \tilde{P}_3(s) = \lambda_3 \cdot \tilde{P}_2(s) - \mu_3 \cdot \tilde{P}_3(s). \end{cases} \quad (6.4.4)$$

(6.4.4) tənliklər sisteminin sonuncu üç tənliyindən  $\tilde{P}_i(s)$  ( $i=1,2,3$ ) ehtimallarını  $\tilde{P}_0(s)$  ilə ifadə edə bilərik:

$$\begin{cases} \tilde{P}_1(s) = \frac{\lambda_1}{s + \mu_1} \cdot \tilde{P}_0(s) \\ \tilde{P}_2(s) = \frac{\lambda_2}{s + \mu_2 + \lambda_3} \cdot \tilde{P}_0(s) \\ \tilde{P}_3(s) = \frac{\lambda_2 \cdot \lambda_3}{(s + \mu_3)(s + \mu_2 + \lambda_3)} \cdot \tilde{P}_0(s). \end{cases} \quad (6.4.5)$$

Alınan sonuncu ifadələri (6.4.4) tənliklər sisteminin birinci tənliyində nəzərə alsaq, yazı bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[ s + \lambda_1 + \lambda_2 - \frac{\mu_1 \cdot \lambda_1}{s + \mu_1} - \frac{\mu_2 \cdot \lambda_2}{s + \mu_2 + \lambda_3} - \frac{\mu_3 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3}{(s + \mu_3)(s + \mu_2 + \lambda_3)} \right] = 1.$$

Və ya

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[ \frac{s \cdot (s^3 + a \cdot s^2 + b \cdot s + c)}{(s + \mu_1)(s + \mu_3)(s + \mu_2 + \lambda_3)} \right] = 1. \quad (6.4.6)$$

Burada aşağıdakı əvəzləmələr həyata keçirilmişdir:

$$a = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \mu_1 + \mu_2 + \mu_3;$$

$$b = \lambda_1 \cdot \mu_2 + \lambda_1 \cdot \lambda_3 + \lambda_1 \cdot \mu_3 + \lambda_2 \cdot \lambda_3 + \lambda_2 \cdot \mu_3 + \lambda_2 \cdot \mu_1 + \lambda_3 \cdot \mu_3 + \lambda_3 \cdot \mu_1 + \mu_1 \cdot \mu_2 + \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_2 \cdot \mu_3;$$



$$c = \lambda_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3 + \lambda_1 \cdot \lambda_3 \cdot \mu_3 + \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \mu_1 + \lambda_2 \cdot \mu_1 \cdot \mu_3 + \lambda_3 \cdot \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3.$$

Fərz edək ki,  $s^3 + a \cdot s^2 + bs + c = 0$  kub tənliyinin kökləri  $\alpha, \beta, \gamma$ -dır. Onda [42, s. 146]-ya əsasən aşağıdakı ifadəni yazı bilərik:

$$s^3 + a \cdot s^2 + b \cdot s + c = (s - \alpha)(s - \beta)(s - \gamma). \quad (6.4.7)$$

Beləliklə, (6.4.6) ifadəsini aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) = \left[ \frac{(s+\mu_1)(s+\mu_3)(s+\mu_2+\lambda_3)}{s(s-\alpha)(s-\beta)(s-\gamma)} \right]. \quad (6.4.8)$$

Əks çevirmənin aparıla bilməsi üçün sonuncu ifadənin sağ tərəfini aşağıdakı kimi hədlərə ayıraq:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{M}{s} + \frac{N}{s-\alpha} + \frac{P}{s-\beta} + \frac{Q}{s-\gamma}. \quad (6.4.9)$$

M, N, P və Q əvəzləyici parametrləri (6.4.8) və (6.4.9) ifadələrinin sağ tərəflərinin müqayisə edilməsi yolu ilə təyin oluna bilirlər. Bir sıra riyazi çevirmələrdən sonra aşağıdakı tənliklər sistemini yazı bilərik:

$$\begin{cases} M + N + P + Q = 1 \\ -M(\alpha + \beta + \gamma) - N(\beta + \gamma) - P(\alpha + \gamma) - Q(\alpha + \beta) = \lambda_3 + \mu_1 + \mu_2 + \mu_3 \\ M(\alpha\beta + \alpha\gamma + \beta\gamma) + N\beta\gamma + P\alpha\gamma + Q\alpha\beta = \mu_1\mu_2 + \mu_2\mu_3 + \mu_1\mu_3 + \mu_1\lambda_3 + \mu_3\lambda_3 \\ -M\alpha\beta\gamma = \mu_1\mu_2\mu_3 + \mu_1\mu_3\lambda_3 \end{cases} \quad (6.4.10)$$

Aldığımız tənliklər sisteminin axırıncı tənliyindən M parametrlərinin qiymətini aşağıdakı kimi təyin edə bilərik:

$$M = -\frac{\lambda_3 \cdot \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3}{\alpha \cdot \beta \cdot \gamma}.$$

Bundan sonra isə M-in alınmış qiymətinə əsasən (6.4.10) tənliklər sisteminin ilk üç tənliyindən N, P və Q parametrlərini təyin etmək üçün onu aşağıdakı şəkildə təqdim edirik:

$$\begin{cases} N + P + Q = 1 - M \\ N(\beta + \gamma) + P(\alpha + \gamma) + Q(\alpha + \beta) = -M \cdot (\alpha + \beta + \gamma) - \lambda_3 - \mu_1 - \mu_2 - \mu_3 \\ N\beta\gamma + P\alpha\gamma + Q\alpha\beta = \lambda_3 \cdot \mu_1 + \lambda_3 \cdot \mu_3 + \mu_1 \cdot \mu_2 + \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_2 \cdot \mu_3 \\ -M \cdot (\alpha \cdot \beta + \alpha \cdot \gamma + \beta \cdot \gamma) \end{cases} \quad (6.4.11)$$

Əlavə n, p və q parametrlərini daxil edərək (6.4.11) tənliklər sistemini aşağıdakı şəkildə sala bilərik:

$$\begin{cases} N + P + Q = n \\ N(\beta + \gamma) + P(\alpha + \gamma) + Q(\alpha + \beta) = p \\ N\beta\gamma + P\alpha\gamma + Q\alpha\beta = q. \end{cases} \quad (6.4.12)$$

Burada aşağıdakı əvəzləmələrə yol verilmişdir:

$$n = 1 - M;$$

$$p = -M \cdot (\alpha + \beta + \gamma) - \lambda_3 - \mu_1 - \mu_2 - \mu_3;$$

$$q = \lambda_3 \cdot \mu_1 + \lambda_3 \cdot \mu_3 + \mu_1 \cdot \mu_2 + \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_2 \cdot \mu_3 - M \cdot (\alpha \cdot \beta + \alpha \cdot \gamma + \beta \cdot \gamma).$$

(6.4.12) tənliklər sistemini həll edərək N, P və Q parametrlərinin qiymətlərini təyin etmək üçün aşağıdakı ifadələri alırıq:

$$N = \frac{q + \alpha \cdot (n \cdot \alpha - p)}{(\alpha - \beta)(\alpha - \gamma)}; \quad P = \frac{\beta \cdot (p - n \cdot \beta) - q}{(\alpha - \beta)(\beta - \gamma)}; \quad Q = \frac{q + \gamma \cdot (n \cdot \gamma - p)}{(\alpha - \gamma)(\beta - \gamma)}.$$

(6.4.9) ifadəsinə əks çevirmə əməliyyatını tətbiq etməklə sistemin S<sub>0</sub> vəziyyətində olma ehtimalını təyin edə bilərik:

$$P_0(t) = M + N \cdot e^{\alpha t} + P \cdot e^{\beta t} + Q \cdot e^{\gamma t}. \quad (6.4.13)$$

Mühərrik-reduktor sisteminin S<sub>1</sub> və S<sub>2</sub> vəziyyətlərində olma ehtimalları P<sub>1</sub>(t) və P<sub>2</sub>(t)-ni təyin etmək üçün (6.4.13) ifadəsini (6.4.5) tənliklər sisteminin ilk iki tənliyində nəzərə almaqla əks çevirmə tətbiq edirik. Bunun üçün [43, s. 439]-dan elementar funksiyaların Laplas çevirməsinin məlum ifadələrini istifadə edirik. Bir sıra riyazi çevirmələrdən sonra aşağıdakı ifadələri ala bilərik:

$$P_1(t) = \frac{\lambda_1 \cdot M}{\mu_1} (1 - e^{-\mu_1 \cdot t}) + \frac{\lambda_1 \cdot N}{\mu_1 + \alpha} (e^{\alpha t} - e^{-\mu_1 \cdot t}) + \frac{\lambda_1 \cdot P}{\mu_1 + \beta} (e^{\beta t} - e^{-\mu_1 \cdot t}) + \frac{\lambda_1 \cdot Q}{\mu_1 + \gamma} (e^{\gamma t} - e^{-\mu_1 \cdot t}); \quad (6.4.14)$$

$$P_2(t) = \frac{\lambda_2 \cdot M}{\lambda_3 + \mu_2} (1 - e^{-(\lambda_3 + \mu_2)t}) + \frac{\lambda_2 \cdot N}{\lambda_3 + \mu_2 + \alpha} (e^{\alpha t} - e^{-(\lambda_3 + \mu_2)t}) + \frac{\lambda_2 \cdot P}{\lambda_3 + \mu_2 + \beta} (e^{\beta t} - e^{-(\lambda_3 + \mu_2)t}) + \frac{\lambda_2 \cdot Q}{\lambda_3 + \mu_2 + \gamma} (e^{\gamma t} - e^{-(\lambda_3 + \mu_2)t}). \quad (6.4.15)$$

Sistemin S<sub>3</sub> vəziyyətində olma ehtimalı isə (6.4.2) ifadəsindən təyin oluna bilər:

$$P_3(t) = 1 - P_0(t) - P_1(t) - P_2(t). \quad (6.4.16)$$

Texniki sistemlərin etibarlılığının layihələndirmə mərhələsində onun ayrı-ayrı elementlərinin möhkəmliyə və yeyilməyə hesabat əsasında proqnozlaşdırma üsulu ilə qiymətləndirilməsi, ümumilikdə heç də həmişə real nəticələr əldə etməyə imkan vermir. Etibarlıq göstəriciləri haqqında

daha dürüst nəticələr müxtəlif sınaqlardan (stend, poliqon və s.) və istismardan alınan məlumatlar əsasında ehtimal-statistik metodların köməyi ilə alınır. Ona görə də mühərrik-reduktor sisteminin etibarlıq göstəricilərinin təyin olunmasında imtinalar intensivliklərinin ( $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ ) və bərpaolunmalar intensivliklərinin ( $\mu_1, \mu_2, \mu_3$ ) təcrübə və sınaqlar vasitəsi ilə düzgün təyin olunması vacib rol oynayır. Bu məqsədlə 2.5-ci mövzuda şərh olunmuş ehtimal-statistik üsullardan istifadə etmək olar.

Mühərrik-reduktor sisteminin istismar və təmir prosesində tutduğu vəziyyətlərin (6.4.13 – 6.4.16) ifadələri ilə təyin olunan ehtimallarının qiymətləri təmir qrafikinə tərtib olunmasında və ehtiyat hissələrlə təchizatın təşkil olunmasında mühüm əhəmiyyətə malikdir.

Stasionar istismar prosesində mühərrik-reduktor sisteminin müxtəlif vəziyyətlərini xarakterizə edən  $P_i(t)$  ehtimalları sabit olur və bununla da (6.4.1) diferensial tənliklər sistemi xətti tənliklər sisteminə çevrilir. Bu halda sistemin hazırlıq əmsalı sabit qiymətlər alır və aşağıdakı ifadəyə əsasən təyin olunur:

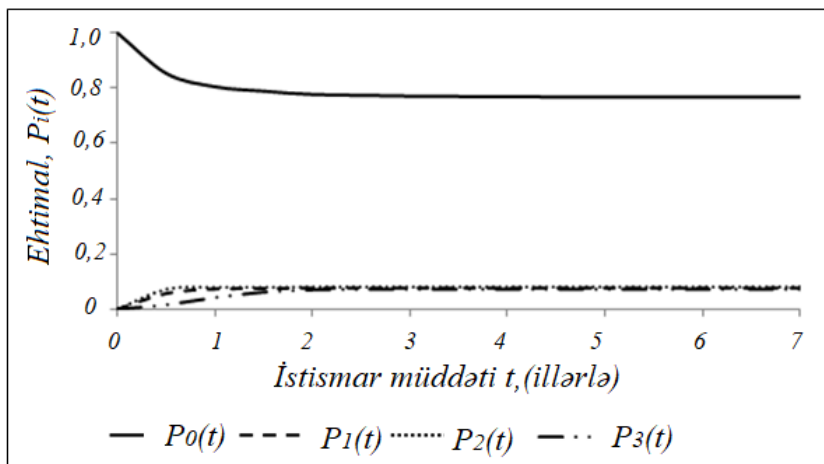
$$K_h = \lim_{t \rightarrow \infty} P_0(t) = M = - \frac{\lambda_3 \cdot \mu_1 \cdot \mu_3 + \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3}{\alpha \cdot \beta \cdot \gamma}. \quad (6.4.17)$$

[109, s. 54]-də mühərrik-reduktor sisteminin etibarlıq göstəriciləri imtinalar və bərpaolunmalar intensivliklərinin müxtəlif qiymətlərində təyin olunmuşdur. Cədvəl 6.4.2-də müxtəlif ssenarilər üzrə sistemin hazırlıq əmsalının qiymətləri əks olunmuşdur. Mühərrik-reduktor sisteminin müxtəlif vəziyyətlər ehtimallarının zamandan asılılıqları müxtəlif ssenarilər üzrə qrafik 6.4.2-də və əlavə 9-da əks olunmuşdur. Qrafiklərdən görüldüyü kimi  $t$ -nin böyük qiymətlərində imtinəsiz işləmə ehtimalı sabit qiymətə, yəni  $K_h$  hazırlıq əmsalının qiymətinə yaxınlaşır. Hər iki komponentin asılı olmayan imtinalarının intensivlikləri  $\lambda_1$  və  $\lambda_2$  artdıqda (ssenari 2) sistemin hazırlıq əmsalı kifayət qədər aşağı düşür. Hesablama göstərir ki,  $\lambda_1$  və  $\lambda_2$  –nin təxminən üç dəfə artması hazırlıq əmsalının 33,8% azalmasına səbəb olur. Komponentlərin bir-birindən asılı olmayan bərpaolunma intensivlikləri  $\mu_1$  və  $\mu_2$  də sistemin hazırlıq əmsalına əhəmiyyətli təsir göstərir. Əlavə 9-da qrafikdən (ssenari 3) görüldüyü kimi bu parametrlərin kiçilməsi hazırlıq əmsalının da azalmasına səbəb olur. Əlavə 9-dakı qrafiklərdən görüldüyü kimi başqa komponentin imtinası ilə bağlı olan  $\lambda_3$  şərti imtina intensivliyi hazırlıq əmsalının qiymətinə həlledici təsir göstərmir.  $\lambda_3$  imtinalar intensivliyinin iki dəfə artması hazırlıq əmsalının yalnız 1,8% azalmasına səbəb olur

(cədvəl 6.4.2, ssenari 4). Hesablama göstərir ki,  $\lambda_3$ -ün üç dəfə artması isə hazırlıq əmsalının yalnız 2,9% azalmasına səbəb olur.  $\mu_3$  şərti bərpa olunma intensivliyinin qiymətinin təsiri isə nisbətən gözəçarpandır. Bu göstəricinin qiyməti iki dəfə azaldıqda hazırlıq əmsalı 7,3% kiçilir (cədvəl 6.4.2, ssenari 5). Hesablama nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki,  $\mu_3$  –ün üç dəfə azalması isə hazırlıq əmsalının artıq təxminən 15% azalmasına səbəb olur.

**Cədvəl 6.4.2.** Mühərrik-reduktor sisteminin hazırlıq əmsalının imtinalar və bərpa olunmalar intensivliklərindən asılılığı

Parametr /Ssenari	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$	Hazırlıq əmsalı, $K_h$
Ssenari 1	0,2	0,3	1	2	2	1	0,769
Ssenari 2	0,6	1	1	2	2	1	0,509
Ssenari 3	0,2	0,3	1	0,8	1	1	0,647
Ssenari 4	0,2	0,3	2	2	2	1	0,755
Ssenari 5	0,2	0,3	1	2	2	0,5	0,713



**Qrafik 6.4.2.** Mühərrik-reduktor sisteminin müxtəlif vəziyyətlər ehtimalının zamandan asılılığı (ssenari 1:  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=1$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$ )

### **6.5. Dişli çarx reduktorunun etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması**

Əksər texniki sistemlərin və onların əsas düyümlərinin iş qabiliyyəti istismar prosesində bərpa olunmaq qabiliyyətinə malikdir. Yəni bu cür sistemlərin istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar texniki qulluq və təmir işləri vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilir. Bu isə sistemin etibarlığının və istismar keyfiyyətinin əhəmiyyətli dərəcədə yüksəldilməsinə səbəb olur. Ona görə də iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində təmirəyararlıq göstəricilərindən geniş istifadə edirlər. Mövcud ədəbiyyatda [78, s. 502], [80, s. 28], [144, s. 337] iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsi zamanı baş verən bütün imtinaların aradan qaldırıla bilən olması qəbul edilir. Həqiqətdə isə bu cür yanaşma heç də həmişə reallığı əks etdirmir, yəni əksər texniki qurğuların istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar heç də həmişə aradan qaldırıla bilmir. Bəzən istismar zamanı elə imtinalar baş verir ki, onların aradan qaldırılması mümkün olmur və texniki sistem iş qabiliyyətini tamamilə itirərək istismardan çıxarılır. Məsələn, avtomobillər və onların ötürmə sistemləri bərpa olunan sistemlərə aiddir. Onların istismarı zamanı meydana çıxan əksər imtinalar təmir vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilir, lakin təsadüfi hadisələr (məsələn qəza, yanğın, qeyri-peşəkar idarəetmə və s.) nəticəsində elə imtinalar da baş verə bilər ki, onların aradan qaldırılması heç cür mümkün olmasın. Ona görə də bu cür sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsi zamanı aradan qaldırıla bilən və aradan qaldırıla bilməyən imtinaların ayrı-ayrılıqda analiz edilməsi və onların etibarlıq göstəricilərinə təsirinin tədqiq edilməsi aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır. Çünki hər iki tip imtinalar xarakterinə və yaranma səbəblərinə görə bir-birindən fərqlənirlər və onların etibarlıq göstəricilərinə təsiri müxtəlif olur.

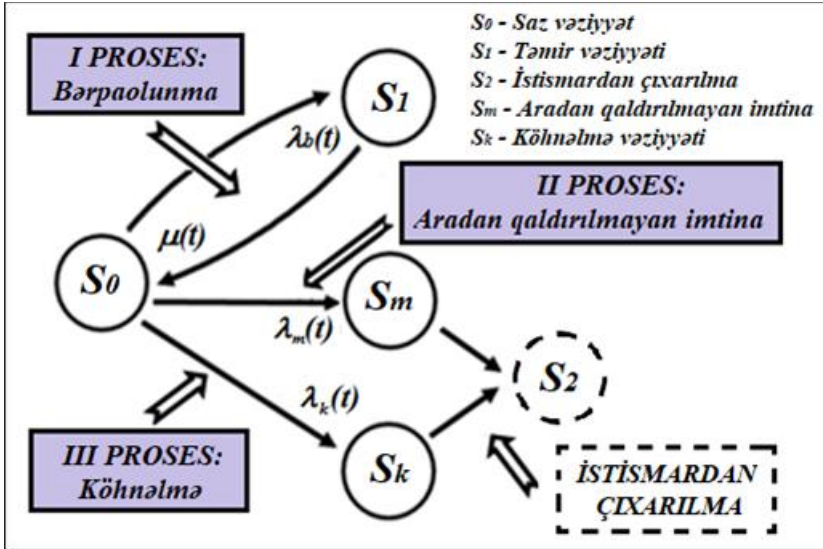
Bərpa olunan sistemlərin etibarlığının qiymətləndirilməsində köhnəlmə prosesinin təsiri də nəzərə alınmalıdır. Çünki sistemin bir çox elementlərinin köhnəlməsi, yeyilməsi və yorulma müqavimətinin itirilməsi nəticəsində müəyyən istismar dövründən sonra iş qabiliyyətinin bərpa olunması daha çox xərc tələb edir, beləliklə iqtisadi səmərə şərtləri ilə əlaqədar olaraq onun istismardan çıxarılması lazım gəlir [148, s. 12].

Beləliklə, iş qabiliyyəti bərpa olunan qurğu və avadanlıqların etibarlılığının daha dürüst qiymətləndirilməsi üçün müxtəlif xarakterli imtinaların ayrı-ayrılıqda analiz edilməsi və hər bir hal üçün daha uyğun riyazi modelin seçilməsi vacibdir. İş qabiliyyəti bərpa olunan ötürmə sistemlərində imtinaların xarakterindən və aradan qaldırılıb-qaldırılmamasından asılı olaraq üç müxtəlif prosesin ayrı-ayrılıqda nəzərdən keçirilməsi etibarlılığın qiymətləndirilməsində mühüm rol oynaya bilər. Bu proseslər şəkil 6.5.1-də hallar qrafı sxemində əks olunmuşdur [14, s. 109].

Şəkildən göründüyü kimi birinci proses aradan qaldırılan imtinalarla bağlıdır. Bu proses aradan qaldırılan imtinaların intensivliyi  $\lambda_b(t)$  və bərpa olunma intensivliyi  $\mu(t)$  ilə xarakterizə olunur. İmtinaların baş verməsi II prosesə uyğun olduqda, yəni onların aradan qaldırılması müxtəlif səbəblərdən mümkün olmadıqda, texniki sistemin istismardan tamamilə çıxarılması ilə nəticələnir. Bu proses imtinalar intensivliyi  $\lambda_m(t)$  ilə xarakterizə olunur. III proses zamanı detalların yeyilməsi, yorulma möhkəmliyini itirməsi və köhnəlməsi ilə əlaqədar olaraq qurğunun rentabelliği aşağı düşür, onun istismarı iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur və istismardan çıxarılır. Bu proses  $\lambda_k(t)$  imtinalar intensivliyi ilə xarakterizə olunur. Ümumi halda hər bir prosesi xarakterizə edən intensivliklər müxtəlif qanunauyğunluqlarla dəyişə bilər. Etibarlılığın daha düzgün qiymətləndirilməsi üçün tədqiq olunan ötürmə sisteminin istismarında burada təqdim olunan hər üç prosesi daha real əks etdirən paylanma qanununu seçmək lazım gəlir. Bəzən elə hallar da ola bilər ki, iki müxtəlif prosesi bir paylanma ilə və ya iki müxtəlif paylanmanın superpozisiyasından alınan paylanma ilə qiymətləndirmək olsun.

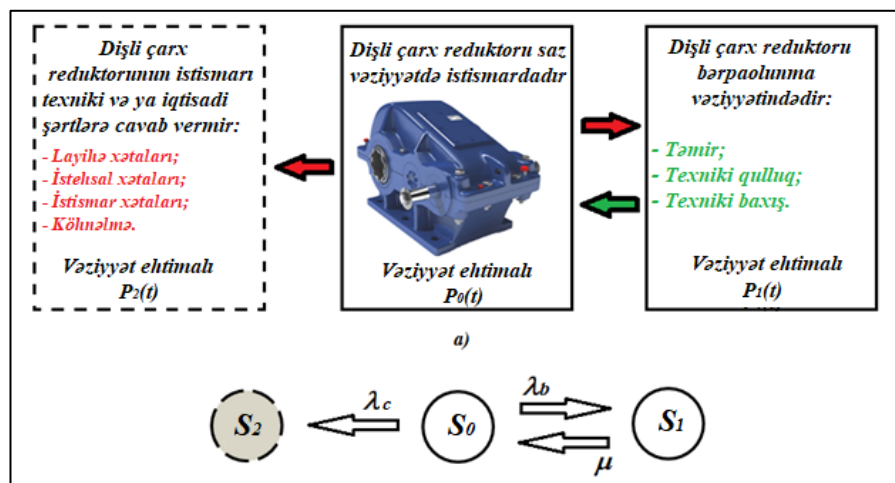
Ən sadə halda imtinalar intensivliyi zamandan asılı olaraq dəyişmədikdə etibarlılığın qiymətləndirilməsi üçün Markov modeli istifadə oluna bilər. Yuxarıda göstərilən sxemə uyğun olaraq bərpa olunan bir komponentdən ibarət olan ötürücü qurğunun – dişli çarx reduktorunun Markov modelini qraflarla aşağıdakı kimi təsvir etmək olar (şəkil 6.5.2). Göründüyü kimi istismar prosesində bərpa olunan obyekt iki halda ola bilər:  $S_0$  – qurğu tam saz halda istismardadır və  $S_1$  – aradan qaldırılan imtinadan sonra qurğu təmirdədir.  $S_1$  vəziyyətinə qurğunun texniki baxış və texniki qulluq əməliyyatlarının yerinə yetirilməsi halları da aid edilir. Bundan başqa aradan qaldırılma bilməyən imtinalar nəticəsində qurğu tam yararsız hala düşdükdən və ya köhnələrək

rentabelliyni itirdikdən sonra istismardan çıxarılarq  $S_2$  halına keçə bilər. İmtinalar və bərpa olunma intensivliklərinin sabit olmasını qəbul etdikdə bu parametrləri aşağıdakı kimi götürmək olar:  $\lambda_b(t)=\lambda_b$ ,  $\mu(t)=\mu$ ,  $\lambda_m(t)+\lambda_k(t)=\lambda_c$ .

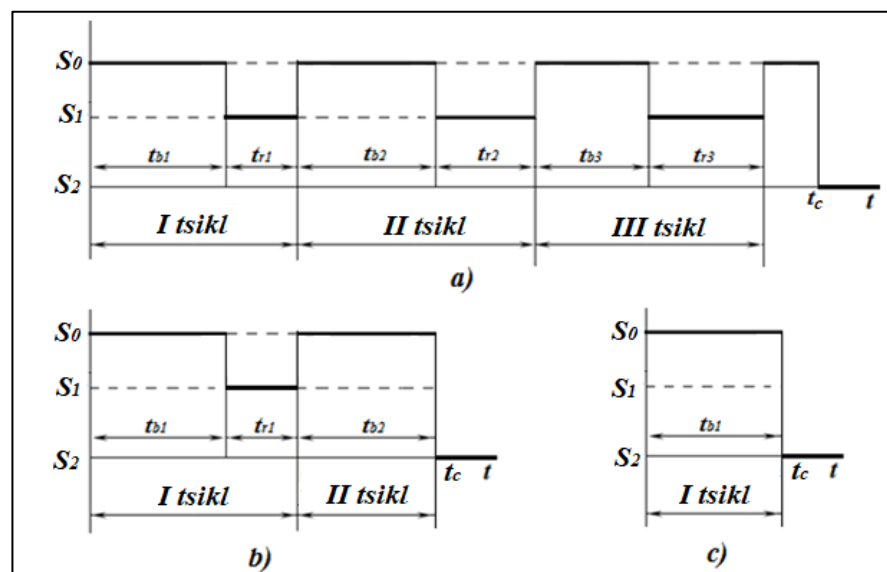


**Şəkil 6.5.1.** İmtinaların yaranması və aradan qaldırılması qrafları

Qrafik 6.5.1-də istismar müddəti ərzində dişli çarx reduktorunun istismar və təmir tsiklləri əks olunmuşdur. Qrafikdən göründüyü kimi aradan qaldırıla bilməyən total imtina istismarın istənilən dövründə baş verə bilər. Belə hallara qəza nəticəsində baş verən total imtinaları, layihə və hazırlanma xətalari nəticəsində sonrakı istismarın qeyri-mümkün olduğu halları aid etmək olar. Köhnəlmə nəticəsində texniki qurğunun istismardan çıxarılması adətən bir neçə təmir tsiklindən sonra baş verir (qrafik 6.5.1, a). Qəza nəticəsində bu vəziyyət istismarın istənilən anında (qrafik 6.5.1, b) baş verə bilər, layihə və ya istehsalat xətalari isə bir qayda olaraq istismarın ilk mərhələsində (qarantiya müddətində) aşkara çıxarılır (qrafik 6.5.1, c). Burada  $t_{bi}$  – qurğunun saz halda istismarda olduğu zaman intervalları,  $t_{ri}$  – təmir və ya texniki qulluğa sərf olunan zaman intervalları,  $t_c$  – qurğunun hər hansı bir səbəbdən istismardan tamamilə çıxarıldığı istismar müddətidir.



**Şəkil 6.5.2.** Dişli çarx reduktorunun istismar və təmir vəziyyətləri və Markov modelinin qraflarla təsviri



**Qrafik 6.5.1.** Dişli çarx reduktorunun istismar və təmir tsikllləri



Dişli çarx reduktorunun hər bir vəziyyətdə olma ehtimalını uyğun olaraq  $P_0(t)$ ,  $P_1(t)$  və  $P_2(t)$  ilə işarə etsək, baxılan sistemin Markov modeli üçün Kolmoqorovun (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_b + \lambda_c) \cdot P_0(t) + \mu \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_b \cdot P_0(t) - \mu \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_c \cdot P_0(t) \end{cases} \quad (6.5.1)$$

Baxılan texniki obyekt həmişə üç müxtəlif haldan yalnız birində ola bildiyinə görə istismarın istənilən anında həmin vəziyyətlərdə olma ehtimallarının cəmi vahidə bərabərdir. Bunu nəzərə alaraq aşağıdakı normalaşdırma şərtini yaza bilərik:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) = 1. \quad (6.5.2)$$

İstismarın başlanğıc anında dişli çarx reduktoru bir qayda olaraq saz halda olduğuna görə aşağıdakı başlanğıc şərtlərini yaza bilərik:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } P_i(0) = 0, \quad i = 1, 2 \text{ olduqda.} \quad (6.5.3)$$

Reduktorun hər bir vəziyyətdə olma ehtimalını təyin etmək üçün normalaşdırma (6.5.2) və başlanğıc (6.5.3) şərtlərini nəzərə almaqla (6.5.1) diferensial tənliklər sistemini həll etmək lazımdır. Bu tənliklər sistemini müasir kompyuter proqramlarının köməyi ilə rəqəmsal üsulla həll etmək olar. Baxılan sistemin olduğu vəziyyətlərin sayı az olduğundan tənliklər sistemini analitik üsulla, məsələn Laplas çevirməsinin tətbiq olunması yolu ilə də həll etmək olar. (6.5.3) başlanğıc şərtlərini nəzərə almaqla, (6.3.7) Laplas çevirməsinə tətbiq etsək, (6.5.1) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\begin{cases} s \cdot \tilde{P}_0(s) - 1 = -(\lambda_b + \lambda_c) \cdot \tilde{P}_0(s) + \mu \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_1(s) = \lambda_b \cdot \tilde{P}_0(s) - \mu \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_2(s) = \lambda_c \cdot \tilde{P}_0(s). \end{cases} \quad (6.5.4)$$

Sistemin son iki tənliyindən  $\tilde{P}_1(s)$  və  $\tilde{P}_2(s)$  ehtimallarını  $\tilde{P}_0(s)$ -lə ifadə etsək, yaza bilərik:

$$\begin{cases} \tilde{P}_1(s) = \frac{\lambda_b}{s + \mu} \cdot \tilde{P}_0(s) \\ \tilde{P}_2(s) = \frac{\lambda_c}{s} \cdot \tilde{P}_0(s) \end{cases} \quad (6.5.5)$$

Aldığımız bu ifadələri (6.5.4) sisteminin birinci tənliyində nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[ s + \lambda_b + \lambda_c - \frac{\mu \cdot \lambda_b}{s + \mu} \right] = 1.$$

Və ya

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{s + \mu}{s^2 + s(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \lambda_c \cdot \mu}. \quad (6.5.6)$$

Sonuncu ifadənin məxrəcini vuruqlara ayırmaqla, aşağıdakı şəkildə də yazmaq olar:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{s + \mu}{(s - \alpha)(s - \beta)}. \quad (6.5.7)$$

Burada  $\alpha$  və  $\beta$  ədədləri  $s^2 + s(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \lambda_c \cdot \mu = 0$  kvadrat tənliyinin kökləridir. Yəni

$$\alpha = \frac{-(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \sqrt{(\lambda_b + \lambda_c + \mu)^2 - 4\lambda_c \cdot \mu}}{2};$$

$$\beta = \frac{-(\lambda_b + \lambda_c + \mu) - \sqrt{(\lambda_b + \lambda_c + \mu)^2 - 4\lambda_c \cdot \mu}}{2}.$$

Laplas çevirməsinə əks çevirməni həyata keçirmək üçün (6.5.7) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazırıq:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{M}{s - \alpha} + \frac{N}{s - \beta}. \quad (6.5.8)$$

Burada hesablamaları sadələşdirmək üçün  $M$  və  $N$  parametrləri daxil edilmişdir:

$$M = \frac{\mu + \alpha}{\alpha - \beta}; \quad N = \frac{\mu + \beta}{\beta - \alpha}.$$

Beləliklə, [43, s. 439]-a əsasən elementar funksiyaların Laplas çevirmələrinin ifadələrindən istifadə etməklə (6.5.8) ifadəsinə əks çevirməni tətbiq etsək, dişli çarx reduktorunun saz halda olma ehtimalının istismar müddətindən asılılığını təyin edə bilərik:

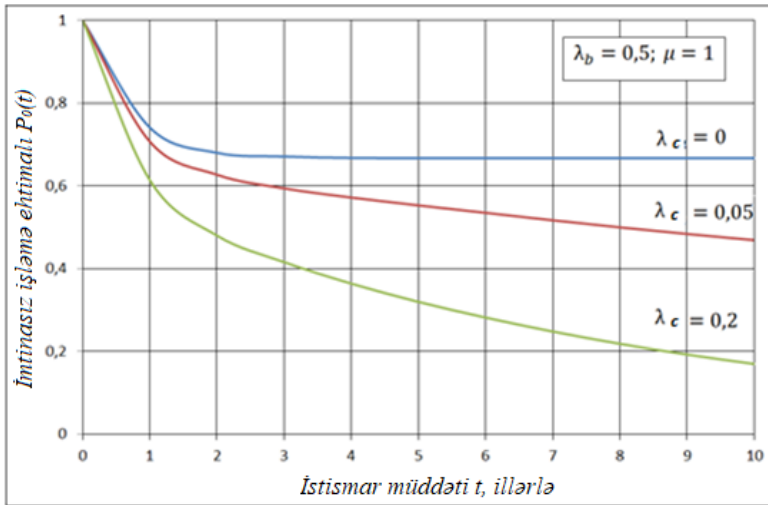
$$P_0(t) = M \cdot e^{\alpha t} + N \cdot e^{\beta t}. \quad (6.5.9)$$

$P_1(t)$  və  $P_2(t)$  ehtimallarını təyin etmək üçün (6.5.8) ifadəsini (6.5.5) tənliklərində nəzərə almaqla əks çevirmə əməliyyatı yerinə yetirilməlidir. Bu məqsədlə [43, s. 439]-a əsasən elementar funksiyaların Laplas çevirmələrinin ifadələrindən istifadə etsək, yaza bilərik:

$$P_1(t) = \frac{\lambda_b \cdot M}{\mu + \alpha} (e^{\alpha t} - e^{-\mu t}) + \frac{\lambda_b \cdot N}{\mu + \beta} (e^{\beta t} - e^{-\mu t}); \quad (6.5.10)$$

$$P_2(t) = \frac{\lambda_c \cdot M}{\alpha} (e^{\alpha t} - 1) + \frac{\lambda_c \cdot N}{\beta} (e^{\beta t} - 1). \quad (6.5.11)$$

Aldığımız (6.5.9 - 6.5.11) düsturları istənilən vaxt baxılan dişli çarx reduktorunun olduğu vəziyyətin ehtimalını müəyyən etməyə imkan verir. Lakin bunun üçün, imtinalar intensivliyinin və bərpaolunma intensivliyinin qiymətləri məlum olmalıdır. Bu göstəricilər imtinalar və təmir haqqında statistik məlumatlar əsasında istismar zamanı müəyyən edilə bilər. Təqdim olunan metodika əsasında [186, s. 50]-də aradan qaldırılan imtinalarının intensivliyi  $\lambda_b=0,5$  1/il, bərpaolunma intensivliyi  $\mu=1$  il<sup>-1</sup> olan dişli çarx reduktorunun imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı aradan qaldırıla bilməyən imtina intensivliklərinin müxtəlif qiymətlərində təyin olunmuşdur. Hesablamaların nəticələri qrafik 6.5.2-də göstərilmişdir. Qrafikdən görüldüyü kimi, baxılan dişli çarx reduktorunun etibarlılığı bərpaolunmayan imtinaların intensivliyindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır.



**Qrafik 6.5.2.** *Dişli çarx reduktorunun imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı*

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, ümumi halda şəkil 6.5.1-də təsvir olunan hər bir prosesi xarakterizə edən imtina və bərpaolunma intensivlikləri müxtəlif qanunauyğunluqlarla dəyişə bilər. Daha düzgün qiymətləndirilmə aparmaq üçün tədqiq olunan texniki qurğunun

$$R_b(t) = \frac{\mu}{\mu + \lambda_b} + \frac{\lambda_b}{\mu + \lambda_b} \cdot e^{-(\lambda_b + \mu)t} \quad (6.5.12)$$

I prosesdə imtinasız işləmə ehtimalını daha dürüst qiymətləndirmək üçün yenilənmə nəzəriyyəsinin üsullarından da istifadə etmək mümkündür. Bu məqsədlə imtinaların və bərpaolunmaların paylanma sıxlığının Veybul paylanmasına tabe olduğunu qəbul edərək (qrafik 6.5.3) imtinasız işləmə ehtimalını aşağıdakı ifadə ilə təyin etmək olar [144, s. 385]:

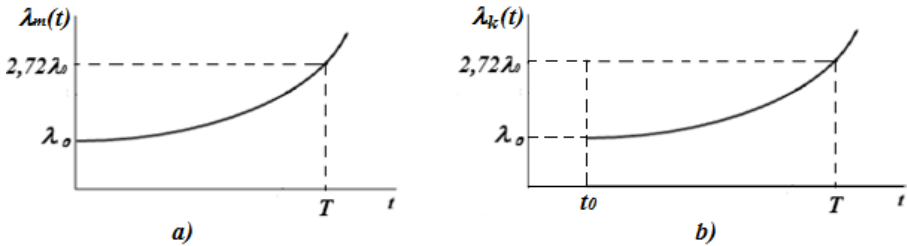
Burada  $F_t(t) - [0, t]$  müddətində baş verən və təmir vasitəsi ilə aradan qaldırılan imtinaların paylanma funksiyası;  $F_b(t) - [0, t]$  müddətində həyata keçirilən bərpaolunmaların paylanma funksiyası;  $E(Z(t))$  isə vəziyyət indikatorunun göstəricisinin riyazi gözləməsidir.

319

İkinci proses zamanı etibarlığın qiymətləndirilməsində eksponensial və ya ekstremal qiymətlər paylanmasından istifadə etmək daha məqsəduyğundur. Bu tip imtinaların intensivliyi sabitə yaxın olduqda eksponensial paylanma qanunu daha əlverişli və sadədir. İmtinalar intensivliyi qeyri-xətti asılılıqla artdıqda isə (qrafik 6.5.4, a) ikiparametrli ekstremal qiymətlər paylanmasından istifadə etmək tövsiyə olunur. Bu halda imtinalar intensivliyi və imtinasız işləmə ehtimalı [5, s. 26]-ya əsasən aşağıdakı ifadələrlə təyin oluna bilər:

$$\lambda_m(t) = \lambda_0 e^{\frac{t}{T}}; \quad R_m(t) = \exp \left[ \lambda_0 \cdot T \left( 1 - e^{\frac{t}{T}} \right) \right]. \quad (6.5.14)$$

Burada  $\lambda_0$  - istismarın başlanğıc anında imtinalar intensivliyi;  $T$  - uzunömürlülüynün elə bir xarakteristik qiymətidir ki, həmin anda  $\lambda(T) = e \cdot \lambda_0 \approx 2,72\lambda_0$  olur.



**Qrafik 6.5.4.** İkiparametrli (a) və üçparametrli (b) ekstremal qiymətlər paylanması

İstismarın üçüncü prosesi, yəni köhnəlmə prosesində imtinalar intensivliyi adətən kəskin artdığı üçün etibarlığın qiymətləndirilməsində üçparametrli Veybul paylanmasından, Normal paylanmadan və ya üçparametrli ekstremal qiymətlər paylanmasından (qrafik 6.5.4, b) istifadə etmək olar. Sonuncu paylanmaya görə imtinalar intensivliyi və imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı kimi təyin oluna bilər:

$$\lambda_k(t) = \lambda_0 e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}}; \quad R_k(t) = \exp \left[ \lambda_0 (T - t_0) \left( 1 - e^{\frac{t-t_0}{T-t_0}} \right) \right]. \quad (6.5.15)$$

Burada  $t_0$  - birinci imtinaya qədər olan orta istismar müddətidir.

Beləliklə, baxılan dişli çarx reduktorunun ümumi imtinasız işləmə ehtimalı hər üç prosesə uyğun olaraq təyin edilmiş imtinasız işləmə ehtimallarından asılı olaraq aşağıdakı ifadə ilə təyin olunmalıdır:

$$R(t) = R_b(t) \cdot R_m(t) \cdot R_k(t) \quad (6.5.16)$$

Etibarlığın daha düzgün qiymətləndirilməsi üçün tədqiq olunan qurğunun istismarında burada təqdim olunan hər üç prosesi daha real əks etdirən paylanma qanununu seçmək lazım gəlir. Bəzən elə hallar da ola bilər ki, iki müxtəlif prosesi bir paylanma ilə və ya iki müxtəlif paylanmanın superpozisiyasından alınan paylanma ilə qiymətləndirmək olsun. Məsələn, ikinci və üçüncü prosesləri [4, s. 12]-də təqdim olunmuş eksponensial və normal paylanma qanunlarının superpozisiyasından istifadə etməklə əks etdirmək olar. Bu halda ikinci və üçüncü proseslər zamanı imtinasız işləmə ehtimalı aşağıdakı düsturla təyin oluna bilər:

$$R_{mk}(t) = ke^{-\frac{t}{T}} + (1 - k) \left[ \frac{1}{2} - \Phi \left( \frac{t-T}{\sigma} \right) \right]. \quad (6.5.17)$$

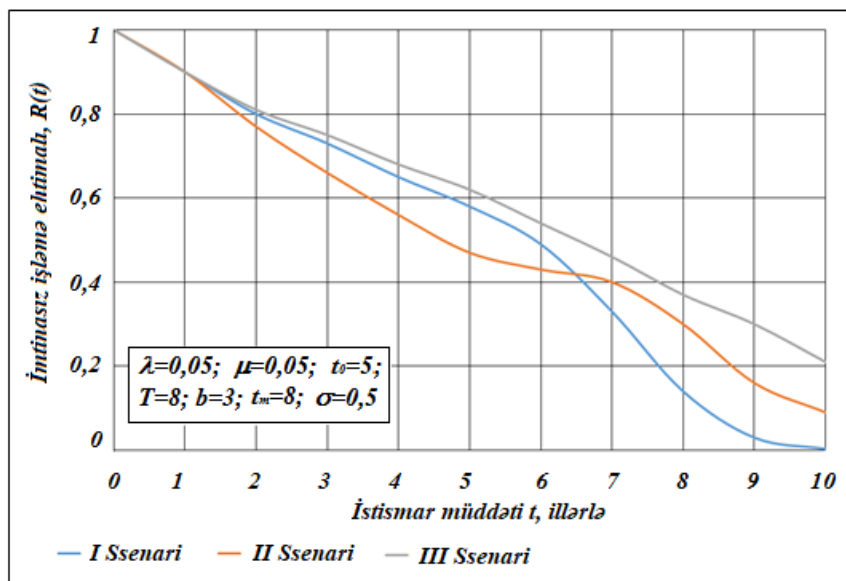
Burada ifadənin birinci həddi imtinalar intensivliyi  $\lambda_0=1/T$  olan eksponensial paylanmanı, ikinci həddi isə riyazi gözləməsi  $T$ , orta kvadratik sapması  $\sigma$  olan normal paylanmanı əks etdirir.  $k$  əmsalı isə ( $0 \leq k \leq 1$ ) bu klassik paylanmaların statistik modeldəki payını göstərir;  $\Phi(x)$  - Laplas funksiyasıdır.

Təqdim olunan metodika əsasında ötürmə sistemi üçün hər üç istismar prosesi üzrə müxtəlif paylanmalar seçməklə üç müxtəlif ssenari üzrə (cədvəl 6.5.1) paylanma parametrlərinin müxtəlif qiymətlərində imtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı tədqiq olunmuşdur və alınan nəticələr qrafiki olaraq qrafik 6.5.5-də əks olunmuşdur.

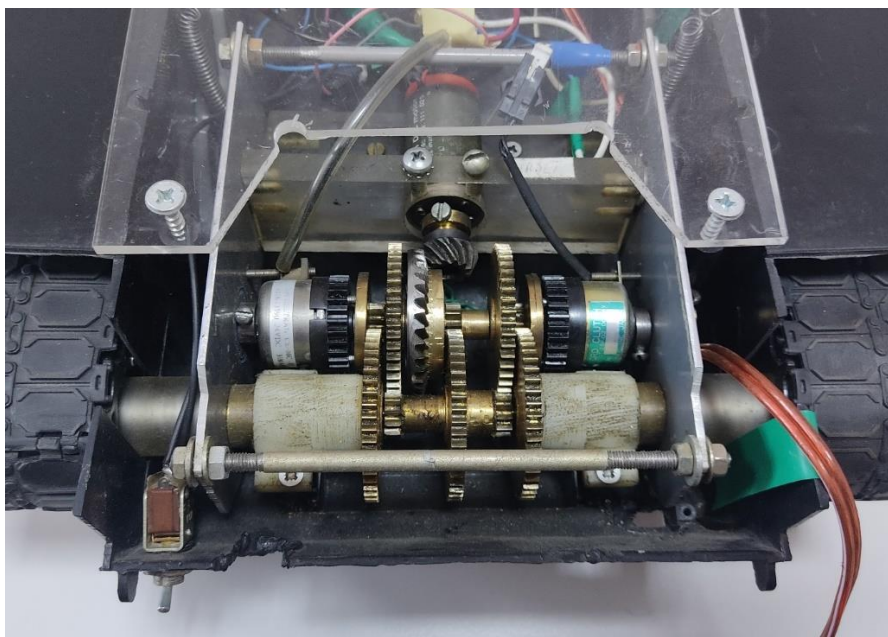
**Cədvəl 6.5.1.** *Dişli çarx reduktorunun etibarlığının qiymətləndirilməsində istifadə olunan paylanma qanunları*

Ssenari \ Proseslər	I Ssenari	II Ssenari	III Ssenari
I Proses	Eksponensial paylanma	Veybul paylanması	Eksponensial paylanma
II Proses	Ekstremal qiymətlər paylanması	Eksponensial paylanma	Eksponensial paylanma
III Proses	Veybul paylanması	Normal paylanma	Ekstremal qiymətlər paylanması

Təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlığın qiymətləndirilməsinin təqdim olunan metodikası maşın və avadanlıqların intiqal sisteminin istənilən komponentinə şamil oluna bilər. Məsələn, 4.4-cü mövzuda tırtıllı maşının intiqal sistemi üçün təklif edilmiş dördpilləli ikiaxınlı ötürücü dönmə mexanizminin etibarlığının baxılan üsulla analizi daha məqsəduyğundur. Dönmə mexanizmi çoxlu sayda detal və düyünlərdən təşkil olunsada, bir gövdə daxilində yığılmış vahid blokdan ibarətdir (şəkil 6.5.3). Ona görə də təmir işlərinin təşkili və ehtiyat hissələrə olan tələbatın düzgün müəyyənəşdirilməsi üçün intiqal sisteminin ayrıca götürülmüş bu komponentinin etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi mühüm əhəmiyyət kəsb edir.



**Qrafik 6.5.5.** Dişli çarx reduktorunun imtinasız işləmə ehtimalının intensivliklərin müxtəlif paylanmaları əsasında zamandan asılılığı



*Şəkil 6.5.3. Tırtıllı maşının təklif olunan ötürücü  
dönmə mexanizminin modeli*

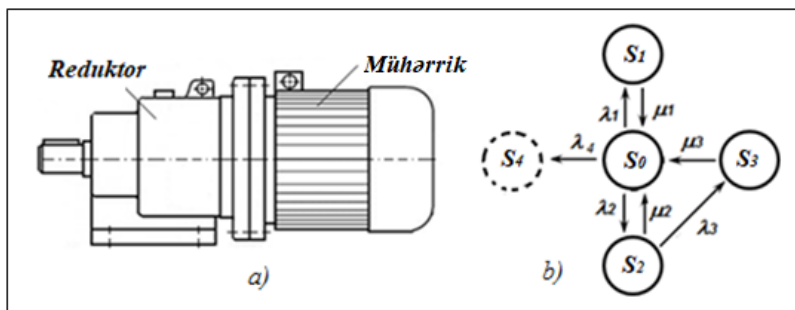
## **6.6. İki və daha çox komponentdən ibarət intiqal sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması**

Əvvəlki mövzuda intiqal sisteminin bir komponentinin, yəni dişli çarx reduktorunun etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması məsələsinə baxılmışdı. Mövcud maşın və avadanlıqların intiqal sistemləri bir çox hallarda iki və daha çox komponentdən təşkil olunur və hər bir komponentin etibarlıq göstəricilərinin təyin olunması əhəmiyyət kəsb etdiyi kimi, bütöv intiqal sisteminin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlığı da xüsusi maraq kəsb edir. Təbii ki, istismar zamanı intiqal sistemində baş verən imtinalar əksər hallarda təmir işləri vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilər. Lakin təsadüfi hadisələr (məsələn, layihələndirmə və istehsalat xəталarı, təsadüfi qəzalar, maşinist xəталarı və s.) nəticəsində elə imtinalar da baş verə bilər ki, onların aradan qaldırılması heç cür mümkün olmasın. Bundan başqa



uzunmüddətli istismardan sonra intiqal sisteminin əksər elementləri yeyilmə və yorulma nəticəsində tez-tez sıradan çıxırlar və köhnəlmə nəticəsində sistem öz rentabelliğini itirir. Nəticədə imtinaya məruz qalan intiqal sisteminin iş qabiliyyətinin təmir vasitəsi ilə bərpa olunması iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur və o tamamilə istismardan çıxarılır. Beləliklə, iş qabiliyyəti bərpa olunan intiqal sisteminin etibarlığının daha dəqiq qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilən və aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması vacibdir. Etibarlıq göstəricilərinin dəqiq qiymətləndirilməsi isə maşın parkının hazırlıq əmsalının yüksəldilməsi və ehtiyat hissələrlə səmərəli təchizat məsələlərində mühüm rola malikdir.

Övvəlcə iki komponentdən ibarət intiqal sisteminə baxaq. [94, s. 5]-də mühərrik-reduktor sisteminin etibarlığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilməyən imtinaların da nəzərə alınması məsələsinə baxılmışdır. Müasir sənaye sahələrinin maşın və avadanlıqlarında geniş tətbiq sahəsi tapan mühərrik-reduktor sisteminin total imtinalar nəticəsində istismardan tamamilə çıxarılması halları istisna edilmir. Şəkil 6.6.1-də mühərrik-reduktor sisteminin aradan qaldırıla bilməyən imtinaları da nəzərə alınmaqla Markov modelinin qraflarla təsviri verilmişdir. Burada da reduktorun imtinalarının mühərrikdə müəyyən nasazlıqlar yarada bilməsi ehtimalı nəzərə alınmışdır. Beləliklə, şəkil 6.4.2-dən fərqli olaraq burada sistemin istismardan tamam çıxarılmasını xarakterizə edən  $\lambda_4$  imtinalar intensivlikləri nəzərə alınmışdır. Baxılan mühərrik-reduktor sisteminin həyat tsikli ərzində ala bildiyi vəziyyətlər və onların uyğun ehtimallar cədvəl 6.6.1-də əks olunmuşdur [101, s. 61].



**Şəkil 6.6.1.** Mühərrik-reduktor (a) və onun aradan qaldırıla bilməyən imtinaları nəzərə alınmaqla Markov modelinin qraflarla təsviri (b)

**Cədvəl 6.6.1. Mühərrik-reduktor sisteminin həyat tsiklinin müxtəlif vəziyyətləri və onlara uyğun gələn ehtimallar**

Vəziyyətin şərti işarəsi	Vəziyyətin təsviri	Baş vermə ehtimalı
$S_0$	Hər iki komponent saz haldadır	$P_0(t)$
$S_1$	Mühərrik nasazdır, reduktor sazdır	$P_1(t)$
$S_2$	Mühərrik sazdır, reduktor nasazdır	$P_2(t)$
$S_3$	Hər iki komponent nasazdır, təmir olunur	$P_3(t)$
$S_4$	Sistem istismardan tamamilə çıxarılır	$P_4(t)$

Baxılan mühərrik-reduktor sisteminin təqdim olunan Markov modeli əsasında Kolmoqorovun (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı şəkildə yazmaq olar:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_4) \cdot P_0(t) + \mu_1 \cdot P_1(t) + \mu_2 \cdot P_2(t) + \mu_3 \cdot P_3(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \mu_1 \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_2 \cdot P_0(t) - (\mu_2 + \lambda_3) \cdot P_2(t) \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_3 \cdot P_2(t) - \mu_3 \cdot P_3(t) \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = \lambda_4 \cdot P_0(t) \end{array} \right. \quad (6.6.1)$$

Mühərrik-reduktor sistemi istismarın istənilən anında (6.6.1) cədvəlində göstərilən vəziyyətlərdən yalnız birini ala bildiyi üçün aşağıdakı şərti yazı bilərik:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_4(t) = 1. \quad (6.6.2)$$

İstismarın başlanğıc anında mufta-reduktor sisteminin hər iki komponentinin saz halda olduğunu qəbul edərək, başlanğıc şərtləri aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } i = 1, 2, 3, 4 \text{ olduqda } P_i(0) = 0 \quad (6.6.3)$$

(6.6.3) diferensial tənliklər sistemini analitik olaraq Laplas çevirməsinin köməyi ilə həlli mürəkkəb riyazi əməliyyatların aparılmasını tələb edir. Ona görə də (6.6.2) şərtini və (6.6.3) başlanğıc şərtlərini nəzərə alaraq (6.4.1) diferensial tənliklər sistemi «MATLAB»

proqramının vasitəsi ilə həll edilmişdir. Hesablamların aparılması üçün tərtib olunan proqram təminatı aradan qaldırıla bilməyən imtinaların intensivliyinin  $\lambda_4=0$ ;  $\lambda_4=0,1$ ;  $\lambda_4=0,2$ ;  $\lambda_4=0,4$  qiymətləri üçün aşağıda əks olunmuşdur:

1) Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t=[0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=2;mu1=2;mu2=2;mu3=1;
dpdt=@(t,x)
(lambda1+lambda2)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+mu3*x(4);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-(mu2+lambda3)*x(3);
 lambda3*x(3)-mu3*x(4)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'--',t,x(:,4),'k-.')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);
```

2) Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0,1$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t=[0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=2;mu1=2;mu2=2;mu3=1;lambda4
=0.1;
dpdt=@(t,x)
(lambda1+lambda2+lambda4)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+mu3*x(4);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-(mu2+lambda3)*x(3);
 lambda3*x(3)-mu3*x(4);lambda4*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'-',t,x(:,4),'k.',t,x(:,5),'*')
```

```

legend('P0(t)', 'P1(t)', 'P2(t)', 'P3(t)', 'P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

3) Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0,2$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t = [0, 7]$ :

```

clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=2;mu1=2;mu2=2;mu3=1;lambda4
=0.2;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda4)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+mu3*x(4);
lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-(mu2+lambda3)*x(3);
lambda3*x(3)-mu3*x(4);lambda4*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1), 'r', t,x(:,2), 'k-', t,x(:,3), '.', t,x(:,4), 'k', t,x(:,5), '*')
legend('P0(t)', 'P1(t)', 'P2(t)', 'P3(t)', 'P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

4) Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0,4$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t = [0, 7]$ :

```

clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=2;mu1=2;mu2=2;mu3=1;lambda4
=0.4;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda4)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+mu3*x(4);
lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-(mu2+lambda3)*x(3);
lambda3*x(3)-mu3*x(4);lambda4*x(1)];

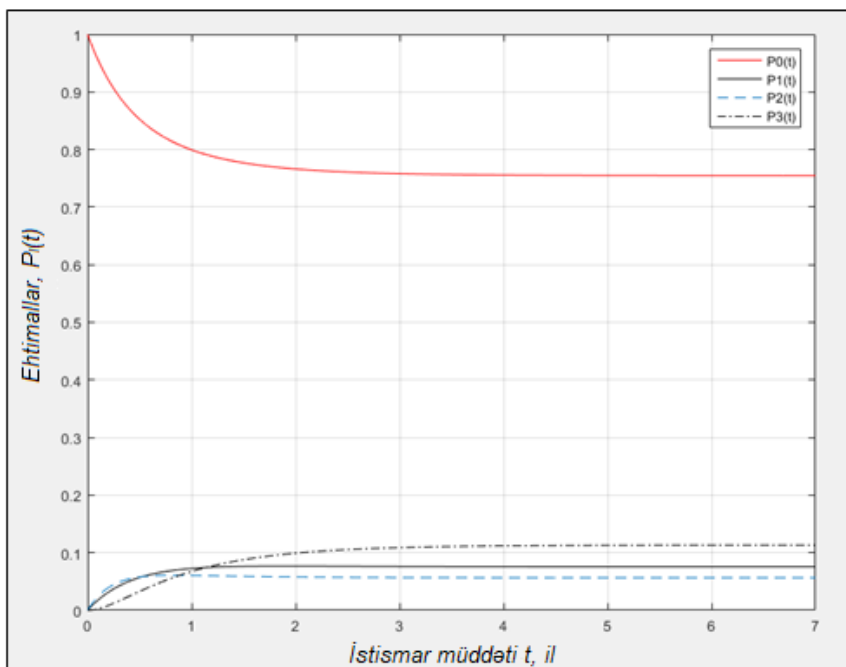
```

```
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'-',t,x(:,4),'k',t,x(:,5),'*')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);
```

Mühərrik-reduktor sisteminin və onun əsas komponentlərinin imtina və bərpaolunma intensivliklərinin müxtəlif qiymətlərində (cədvəl 6.6.2-də göstərilmiş ssenarilər üzrə) aradan qaldırıla bilməyən imtinalar nəzərə alınmaqla sistemin aldığı vəziyyət ehtimallarının zamandan asılılıqları qrafik 6.6.1 və qrafik 6.6.2-də göstərilmişdir. Alınan nəticələrin analizindən görünür ki, mühərrik-reduktor sisteminin aradan qaldırıla bilməyən imtinaları onun etibarlıq göstəricilərinə kifayət qədər təsir göstərir. Ən əsası isə sistemin hazırlıq əmsalı zamandan asılı olaraq tədricən azalır. Bu isə ehtiyat hissələrə tələbatın düzgün təmin olunmasında xüsusi əhəmiyyət daşıyır.

**Cədvəl 6.6.2.** Mühərrik-reduktor sisteminin və onun komponentlərinin imtina və bərpaolunma intensivlikləri

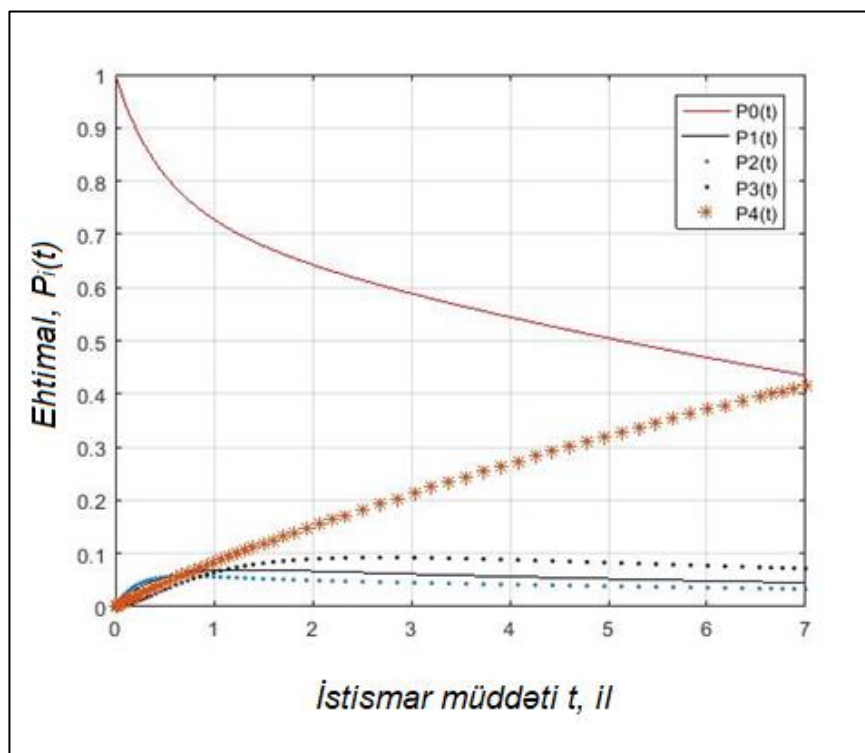
Parametr /Ssenari	$\lambda_1$ il <sup>-1</sup>	$\lambda_2$ il <sup>-1</sup>	$\lambda_3$ il <sup>-1</sup>	$\lambda_4$ il <sup>-1</sup>	$\mu_1$ il <sup>-1</sup>	$\mu_2$ il <sup>-1</sup>	$\mu_3$ il <sup>-1</sup>
I Ssenari	0,2	0,3	2	0	2	2	1
II Ssenari	0,2	0,3	2	0,1	2	2	1
III Ssenari	0,2	0,3	2	0,2	2	2	1
IV Ssenari	0,2	0,3	2	0,4	2	2	1



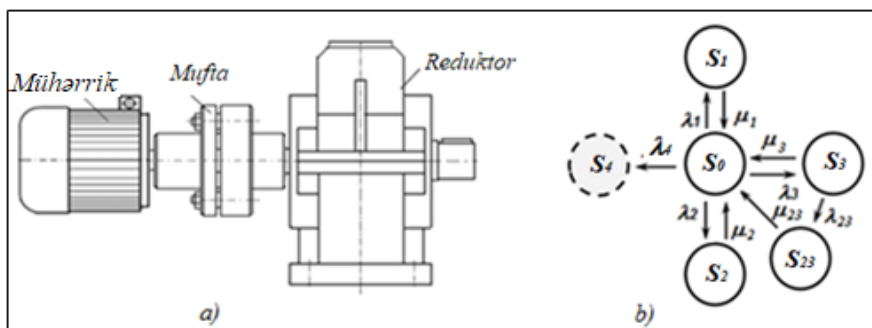
**Qrafik 6.6.1.** Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığı

Aradan qaldırıla bilməyən imtinaları nəzərə almaqla texnoloji maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində ən çox rast gəlinən və üç komponentdən – mühərrikdən, muftadan və reduktordan ibarət olan sistemin (şəkil 6.6.2, a) etibarlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsinə [187, s. 81]-də baxılmışdır. Baxılan sistemdə mufta digər iki komponent - mühərrik və reduktor arasında birləşdirici rolu oynamaqla, həm də bir çox hallarda qoruyucu funksiyasını yerinə yetirir. Artıq yüklənmələr və ya reduktorun sıradan çıxması nəticəsində baş verən bloklanmalar mufta tərəfindən kompensasiya olunur. Belə hallarda muftanın qoruyucu elementi sıradan çıxır, qoruyucu elementi olmayan muftalarda isə əsas işçi elementlər (dişli oymaqlar, friksion diskler, elastik elementlər və s.) yararsız hala düşə bilərlər. Ona görə də baxdığımız sistemdə reduktorun nasazlıqları nəticəsində muftanın imtina etməsi ehtimalı da nəzərə alınmalıdır. Bundan başqa istismar prosesində

müxtəlif səbəblərdən (qəza, köhnəlmə, qeyri-peşəkar idarəetmə və s.) hər üç komponentin yararsız hala düşməsi nəticəsində bütün sistemin total imtinası və beləliklə də sonrakı istismarın qeyri-mümkünlüyü halı da istisna edilmir. Bütün bu halları nəzərə alaraq baxılan üçkomponentli sistemin Markov modelinin qraflarla təsvirini şəkil 6.6.2, b-yə uyğun olaraq göstərə bilərik. Cədvəl 6.6.3-də baxılan sistemin ala biləcəyi vəziyyətlər, onlara uyğun ehtimallar və keçid intensivlikləri əks olunmuşdur. Burada  $\lambda_{23}$  – reduktorun nasazlığı nəticəsində muftanın imtinalarının intensivliyini,  $\mu_{23}$  isə hər iki komponentin birlikdə bərpa olunma intensivliyini əks etdirir.



**Qrafik 6.6.2.** Mühərrik-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=2$ ;  $\lambda_4=0,1$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  olduqda zamandan asılılığı



**Şəkil 6.6.2.** Üç komponentdən ibarət intiqal sistemi (a) və onun Markov modelinin qraflarla təsviri (b)

**Cədvəl 6.6.3.** Üçkomponentli mühərrik-mufta-reduktor sisteminin həyat tsiklinin müxtəlif vəziyyətləri və onlara uyğun gələn ehtimallar

Şerti işarəsi	Vəziyyətin təsviri	İntensivliklər	Baş vermə ehtimalı
$S_0$	Hər üç komponent saz haldadır	-	$P_0(t)$
$S_1$	Mühərrik nasazdır, mufta və reduktor sazdır	$\lambda_1, \mu_1$	$P_1(t)$
$S_2$	Mufta nasazdır, mühərrik və reduktor sazdır	$\lambda_2, \mu_2$	$P_2(t)$
$S_3$	Mühərrik və mufta sazdır, reduktor nasazdır	$\lambda_3, \mu_3$	$P_3(t)$
$S_{23}$	Mühərrik sazdır, mufta və reduktor nasazdır	$\lambda_{23}, \mu_{23}$	$P_{23}(t)$
$S_4$	Hər üç komponent yararsızdır, sistem istismardan tamamilə çıxarılır	$\lambda_4, \mu_4$	$P_4(t)$

Baxılan üçkomponentli mühərrik-mufta-reduktor sisteminin təqdim olunan Markov modeli əsasında Kolmoqorovun (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yazı bilərik:



$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) \cdot P_0(t) + \mu_1 \cdot P_1(t) + \\ + \mu_2 \cdot P_2(t) + \mu_3 \cdot P_3(t) + \mu_{23} \cdot P_{23}(t); \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \mu_1 \cdot P_1(t); \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_2 \cdot P_0(t) - \mu_2 \cdot P_2(t); \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_3 \cdot P_0(t) - (\mu_3 + \lambda_{23}) \cdot P_3(t); \\ \frac{dP_{23}(t)}{dt} = \lambda_{23} \cdot P_3(t) - \mu_{23} \cdot P_{23}(t); \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = \lambda_4 \cdot P_0(t). \end{array} \right. \quad (6.6.4)$$

Üç komponentdən ibarət mühərrik-mufta-reduktor sistemi həyat tsiklinin istənilən anında (6.6.3) cədvəlində əks olunan vəziyyətlərdən yalnız birini ala bildiyi üçün aşağıdakı şərti yazmaq olar:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_{23}(t) + P_4(t) = 1. \quad (6.6.5)$$

İstismarın başlanğıc anında baxılan intiqal sisteminin hər üç komponentinin saz halda olduğunu qəbul edərək, başlanğıc şərtləri aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$P_i(0) = 1 \text{ və } i \neq 0 \text{ olduqda } P_i(0) = 0 \quad (6.6.6)$$

(6.6.4) diferensial tənliklər sisteminin analitik olaraq həlli olduqca mürəkkəb riyazi əməliyyatların aparılmasını tələb edir. Ona görə də (6.6.5) şərtini və (6.6.6) başlanğıc şərtlərini nəzərə alaraq (6.6.4) diferensial tənliklər sistemi «MATLAB» proqramının vasitəsi ilə həll edilmişdir. Hesablamaların aparılması üçün tərtib olunan proqram təminatı aşağıda əks olunmuşdur:

a) Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_{23}=1$ ,  $\lambda_4=0$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  və  $\mu_{23}=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t = [0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda23=1;mu1=2;mu2=2;
mu3=1;mu23=1;
```

```

dpdt=@(t,x)
(lambda1+lambda2+lambda3)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+mu3*x(4)+
mu23*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-(mu3+lambda23)*x(4);
 lambda23*x(4)-mu23*x(5)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k.',t,x(:,5),'*')
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k.',t,x(:,5),'*')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

b) Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_{23}=1$ ,  $\lambda_4=0,1$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  və  $\mu_{23}=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t=[0, 7]$ :

```

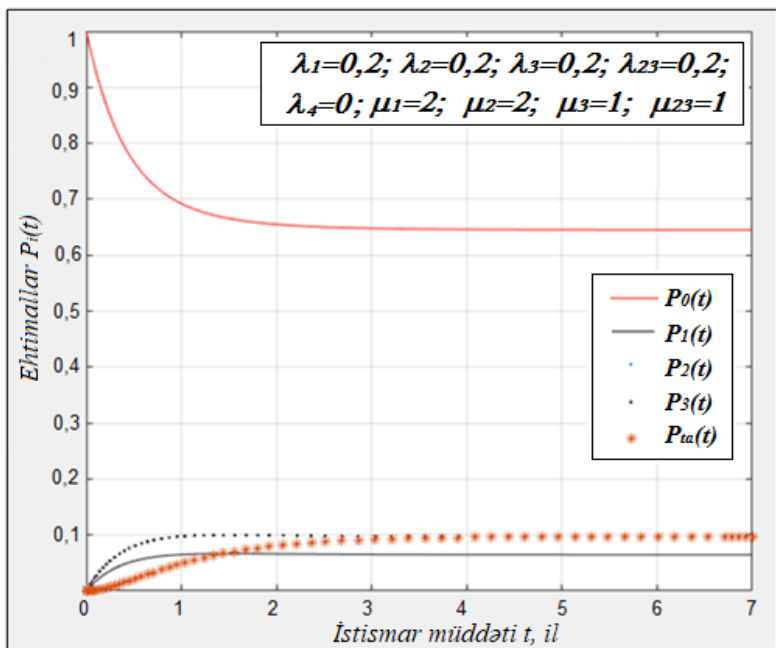
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda23=1;lambda4=0.1;
mu1=2;mu2=2;mu3=1;mu23=1;
dpdt=@(t,x)
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+m
u3*x(4)+mu23*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-(lambda3+lambda23)*x(4);
 lambda23*x(4)-mu23*x(5);lambda4*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k.',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P23(t)','P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

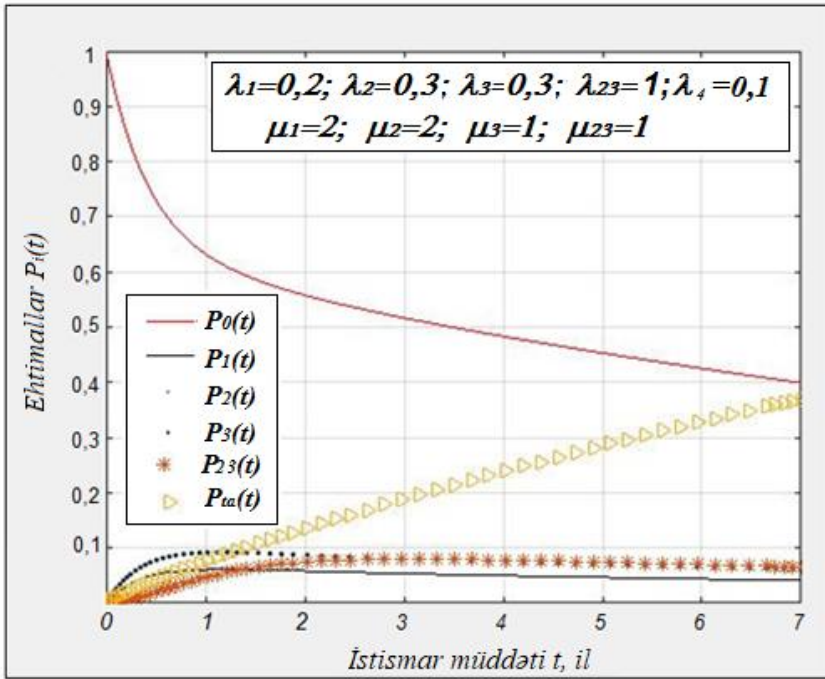
c) Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_{23}=1$ ,  $\lambda_4=0,2$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$  və  $\mu_{23}=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş program,  $t=[0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda23=1;lambda4=0.2;
mu1=2;mu2=2;mu3=1;mu23=1;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4)*x(1)+mu1*x(2)+mu2*x(3)+m
u3*x(4)+mu23*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-(lambda3+lambda23)*x(4);
 lambda23*x(4)-mu23*x(5);lambda4*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P23(t)','P4(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);
```

Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin və onun əsas komponentlərinin imtina və bərpa olunma intensivliklərinin müxtəlif qiymətlərində aradan qaldırıla bilməyən imtinalar nəzərə alınmaqla sistemin aldığı vəziyyət ehtimallarının zamandan asılılıqları qrafik 6.6.3 və qrafik 6.6.4-də əks olunmuşdur. Alınan nəticələrin analizindən görünür ki, baxılan üçkomponentli sistemin aradan qaldırıla bilməyən imtinaları onun hazırlıq əmsalının qiymətinə kifayət qədər təsir göstərir.



**Qrafik 6.6.3.** Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimal-larının aradan qaldırılma bilməyən imtinalar nəzərə alınmadıqda zamandan asılılığı



**Qrafik 6.6.4.** Mühərrik-mufta-reduktor sisteminin aldığı vəziyyət ehtimal-larının aradan qaldırılma bilməyən imtinalar nəzərə alınmaqla ( $\lambda_4=0,1$  il<sup>-1</sup>) zamandan asılılığı

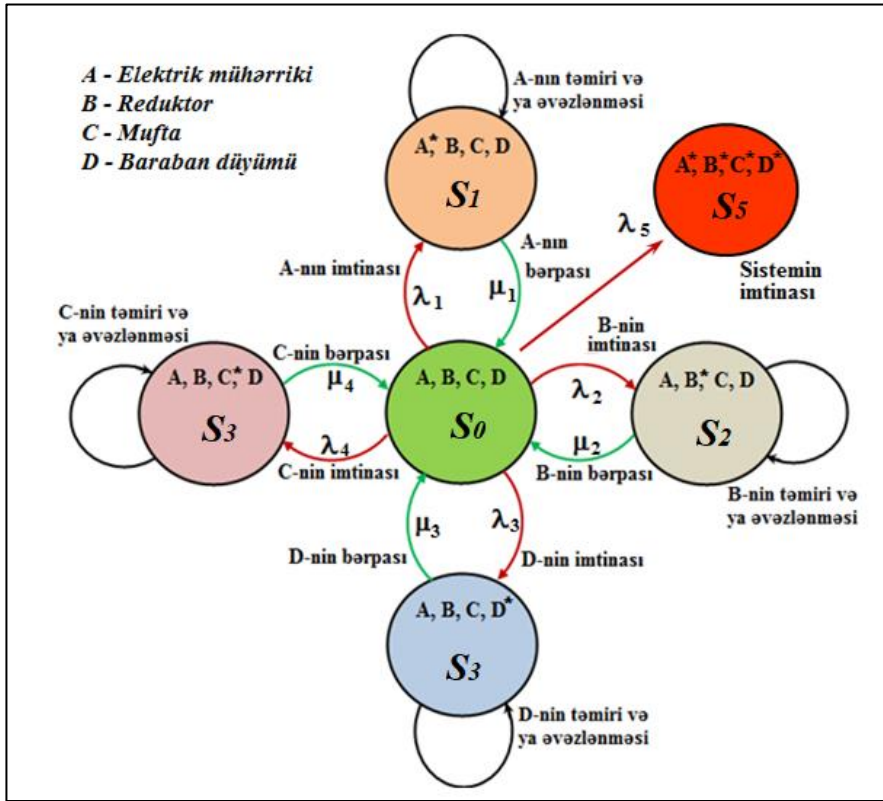
Müasir maşın və avadanlıqların intiqal sistemlərində bəzi hallarda dörd və daha çox sayda komponent iştirak edir. Məsələn, kranın şəkil 6.3.1-də əks olunmuş yükqaldırma mexanizminin intiqalı dörd müxtəlif komponentdən ibarətdir. 6.3-cü mövzuda bu intiqala komponentlərinin imtinaları bir-birindən asılı olmayan və bərpa olunan sistem kimi baxılmışdı. Əslində isə kranların ağır iş şəraitini, istismarın mürəkkəbliyini, tez-tez baş verən qəza hallarını nəzərə alaraq qəbul etmək olar ki, yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aradan qaldırılma bilməyən total imtinaları da praktikada rast gəlinən hallardan biridir. Bunu nəzərə alaraq baxılan dörd komponentdən ibarət sistemin Markov modelinin qraflarla təsvirini şəkil 6.6.3-ə uyğun olaraq göstərə bilərik. Burada  $S_5$  vəziyyəti sistemin bərpa olunması mümkün olmayan halına uyğundur, bu vəziyyətin baş vermə ehtimalı  $P_5(t)$  və sistemin

aradan qaldırıla bilməyən imtinalarının intensivlikləri  $\lambda_5$  ilə işarə edilmişdir. Baxılan dörd komponentdən ibarət intiqal sistemi üçün təqdim olunan Markov modeli əsasında Kolmoqorovun (6.1.3) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5) \cdot P_0(t) + \mu_1 \cdot P_1(t) + \\ + \mu_2 \cdot P_2(t) + \mu_3 \cdot P_3(t) + \mu_4 \cdot P_4(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \mu_1 \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_2 \cdot P_0(t) - \mu_2 \cdot P_2(t) \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_3 \cdot P_0(t) - \mu_3 \cdot P_3(t) \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = \lambda_4 \cdot P_0(t) - \mu_4 \cdot P_4(t) \\ \frac{dP_5(t)}{dt} = \lambda_5 \cdot P_0(t) \end{array} \right. \quad (6.6.7)$$

Kranın yükqaldırma mexanizminin dörd komponentdən ibarət intiqal sistemi həyat tsiklinin istənilən anında şəkil 6.6.3-də əks olunan altı vəziyyətdən yalnız birini ala bildiyi üçün aşağıdakı şərti yazmaq olar:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_4(t) + P_5(t) = 1. \quad (6.6.8)$$



**Şəkil 6.6.3.** Kranın yükqaldırma mexanizminin aradan qaldırılma bilməyən intinalar nəzərə alınmaqla Markov modelinin qraflarla təsviri

İstismarın başlanğıc anında baxılan intiqal sisteminin bütün komponentlərinin saz halda olduğunu qəbul edərək, başlanğıc şərtləri aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } i \neq 0 \text{ olduqda } P_i(0) = 0 \quad (6.6.9)$$

(6.6.7) diferensial tənliklər sistemi (6.6.8) şərti və (6.6.9) başlanğıc şərtləri nəzərə alaraq «MATLAB» proqramının vasitəsi ilə həll edilmişdir. Hesablamaların aparılması üçün tərtib olunan proqram təminatı aşağıda əks olunmuşdur:

1) Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_4=0,4$ ;  $\lambda_5=0$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$ ;

$\mu_4=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş program,  
 $t = [0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda4=0.4;lambda5=0
mu1=2;mu2=2;mu3=1;mu4=1;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4+lambda5)*x(1)+mu1*x(2)+mu
2*x(3)+mu3*x(4)+mu4*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-mu3*x(4);
 lambda4*x(1)-mu4*x(5);lambda5*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)','P5(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);
```

2) Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_4=0,4$ ;  $\lambda_5=0,1$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$ ;  $\mu_4=1$  olduqda zamandan asılılığını qurmaq üçün tərtib edilmiş program,  
 $t = [0, 7]$ :

```
clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda4=0.4;lambda5=0,1;
mu1=2; mu2=2; mu3=1; mu4=1;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4+lambda5)*x(1)+mu1*x(2)+mu
2*x(3)+mu3*x(4)+mu4*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-mu3*x(4);
 lambda4*x(1)-mu4*x(5);lambda5*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
```



```

plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)','P5(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

3) Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldıđı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_4=0,4$ ;  $\lambda_5=0,2$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$ ;  $\mu_4=1$  olduqda zamandan asılılıđını qurmaq    n t rtib edilmi  proqram,  $t = [0, 7]$ :

```

clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda4=0.4;lambda5=0.2;
mu1=2; mu2=2; mu3=1; mu4=1;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4+lambda5)*x(1)+mu1*x(2)+mu
2*x(3)+mu3*x(4)+mu4*x(5);
lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
lambda3*x(1)-mu3*x(4);
lambda4*x(1)-mu4*x(5);lambda5*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)','P5(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

```

4) Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldıđı vəziyyət ehtimallarının  $\lambda_1=0,2$ ;  $\lambda_2=0,3$ ;  $\lambda_3=0,3$ ;  $\lambda_4=0,4$ ;  $\lambda_5=0,3$ ;  $\mu_1=2$ ;  $\mu_2=2$ ;  $\mu_3=1$ ;  $\mu_4=1$  olduqda zamandan asılılıđını qurmaq üçün tərtib edilmiş proqram,  $t = [0, 7]$ :

```

clear;clc
lambda1=0.2;lambda2=0.3;lambda3=0.3;lambda4=0.4;lambda5=0.3;

```

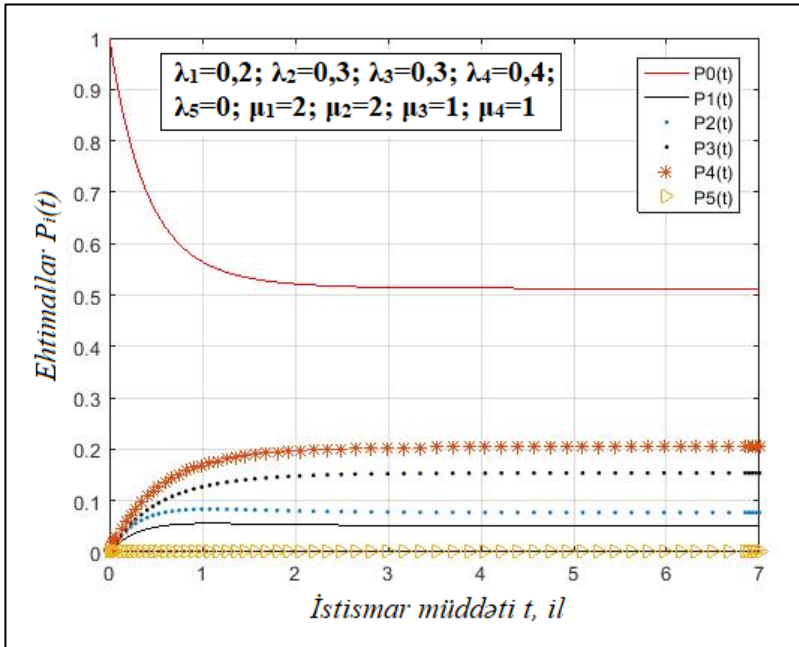
```

mu1=2; mu2=2; mu3=1; mu4=1;
dpdt=@(t,x) [-
(lambda1+lambda2+lambda3+lambda4+lambda5)*x(1)+mu1*x(2)+mu
2*x(3)+mu3*x(4)+mu4*x(5);
 lambda1*x(1)-mu1*x(2);lambda2*x(1)-mu2*x(3);
 lambda3*x(1)-mu3*x(4);
 lambda4*x(1)-mu4*x(5);lambda5*x(1)];
[t,x]=ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
% ode45(dpdt,[0 7],[1 0 0 0 0]);
plot(t,x(:,1),'r',t,x(:,2),'k-',t,x(:,3),'.',t,x(:,4),'k.',t,x(:,5),'*',t,x(:,6),'>')
legend('P0(t)','P1(t)','P2(t)','P3(t)','P4(t)','P5(t)')
xlabel('istismar müddeti,t(il)')
ylabel('Ehtimal,Pi(t)')
grid on
check_prob=sum(x,2);

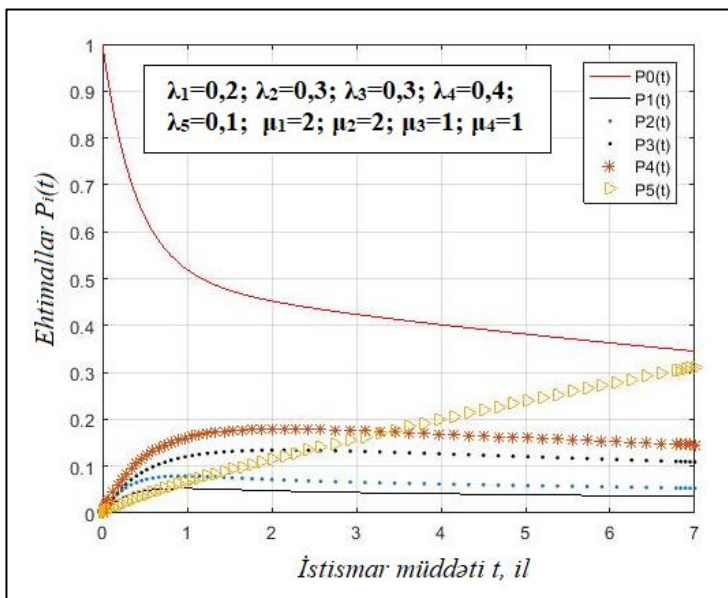
```

Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin və onun əsas komponentlərinin imtina v  bərpaolunma intensivliklərinin müxtəlif qiymətlərində aradan qaldırılı bilməyən imtinalar nəzərə alınmaqla sistemin aldıđı vəziyyət ehtimallarının zamandan asılılıqları qrafik 6.6.5 və qrafik 6.6.6-də əks olunmuşdur. Alınan nəticələrdən göründüyü kimi kranın baxılan dördkomponentli intiqal sisteminin aradan qaldırılı bilməyən imtinaları nəzərə alındıqda hazırlıq əmsalının qiymətinin sabit qalması mümkün olmur və bu parametr tədricən azalır.

Bir neçə komponentdən ibarət sistemin t mir yարարlıq meyarı üzrə etibarlıđının qiymətləndirilməsinin təqdim olunan metodikası 4.4-c  mövzuda baxılan t rtill  maşının intiqal sisteminə də şamil oluna bilər. D rd komponentdən ibarət olan bu intiqal sisteminin (şəkil 4.4.2) Markov modelinin qraflarla təsvirini 6.6.3 şəklinə uyđun tərtib etmək olar. Müxtəlif istehsalçılar t r f nd n hazırlanan komponentlərin hər birinin imtina v  p rpaolunma intensivliklərinin qiymətləri məlum olarsa, (6.6.7) diferensial tənliklər sistemini həll etməklə sistemin etibarlıq göstəricilərini qiymətləndirmək mümkündür.



**Qrafik 6.6.5.** Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının aradan qaldırılma bilməyən intinalar nəzərə alınmadıqda zamandan asılılığı ( $\lambda_5=0$ )



**Qrafik 6.6.5.** *Kranın yükqaldırma mexanizminin intiqal sisteminin aldığı vəziyyət ehtimallarının aradan qaldırılma bilməyən imtinalar nəzərə alınmadıqda zamandan asılılığı ( $\lambda_5=0,1$ )*

Müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin təmirəyararlıq meyarı üzrə etibarlılığının qiymətləndirilməsi üsullarının analizi əsasında aşağıdakı ümumi nəticələrə gəlmək olar:

1. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin təmirəyararlıq üzrə etibarlıq göstəricilərinin təyin olunması istismar və təmir prosesində tələb olunan ehtiyat hissələrinə olan tələbatın qiymətləndirilməsinə imkan verir;
2. Hesablamalar nəticəsində sübut olunmuşdur ki, intiqal sisteminin komponentlərinin bir-birindən asılı olan imtinalarının intensivliklərinin qiyməti sistemin etibarlılığına ciddi təsir göstərmir, lakin müvafiq bərpaolunmalar intensivliyinin qiymətinin təsiri kifayət qədər yüksəkdir;
3. Texniki sistemlərin təmirəyararlıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsinin ənənəvi üsullarında sistemin aradan qaldırılma bilməyən imtinaları nəzərə alınmır, bu isə ehtiyat

hissələrinə olan tələbatın düzgün qiymətləndirilməsinə imkan vermir;

4. Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin istismarı zamanı yaranan əksər imtinalar təmirlər vasitəsi ilə aradan qaldırılsa da, layihələndirilmə və istehsalat xətalrı, təsadüfi qəzalar, elementlərin böyük hissəsinin yorulması, yeyilməsi və köhnəlməsi nəticəsində bütün sistemin aradan qaldırıla bilməyən total imtinaları da baş verir;
5. İş qabiliyyəti bərpa olunan intiqal sistemlərinin aradan qaldırıla bilməyən imtinaları onların etibarlıq göstəricilərinə ciddi təsir göstərir və hazırlıq əmsalının sabit saxlanmasına imkan vermir, onun tədricən azalmasına səbəb olur. Ona görə də ehtiyat hissələrinə olan tələbatın daha düzgün qiymətləndirilməsi üçün aradan qaldırıla bilməyən imtinaların nəzərə alınması vacibdir.

## **VII FƏSİL. APARILAN TƏDQIQATLARIN TEXNİKİ-İQTİSADI EFFEKTİVLİYİNİN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ**

### **7.1. Maşın və ya qurğunun etibarlıq dərəcəsinin iqtisadi səmərə şərtinə görə qiymətləndirilməsi**

Texniki sistemin etibarlıq dərəcəsi əksər hallarda onun istehsalının və istismarının texniki-iqtisadi şərtlərindən asılı olur. İstehsal zamanı texniki tələb əsasında konstruksiyatmə mərhələsində nəzərdə tutulan etibarlıq göstəricilərinin təmin olunması həyata keçirilir. İstehsal mərhələsində detalların hazırlanma keyfiyyəti və ona nəzarət üsulları, texnoloji prosesin idarə olunması imkanları, quraşdırmanın keyfiyyəti, hazırlanmış məhsulun sınaq üsulları etibarlıq göstəricilərinə əhəmiyyətli təsir göstərir. İstismar prosesində isə layihələndirilmə və istehsal mərhələsində nəzərdə tutulmuş etibarlıq göstəricilərinin reallaşdırılması baş verir. İmtinasızlıq, uzunömürlük və təmirəyararlılıq meyarları üzrə maşın və ya qurğunun etibarlılığı istismar prosesində yerinə yetirilən texniki qulluq və təmir işlərinin səviyyəsindən və keyfiyyətindən, istismar şəraitindən, yüklənmə rejimindən və digər amillərdən asılı olur. Beləliklə, texniki sistemin lazımi etibarlıq səviyyəsi layihələndirmə, istehsal və istismar proseslərində yerinə yetirilən bir çox kompleks məsələlərin həyata keçirilməsini tələb edir. Lakin bu zaman müəyyən iqtisadi tələblərin də yerinə yetirilməsi zəruri olur.

Texniki tərəqqinin müasir inkişaf səviyyəsi maşın və qurğuların keyfiyyət və etibarlıq göstəricilərini istənilən səviyyəyə yüksəltməyə imkan verir. Lakin bu məqsədə çatmaq üçün sərf olunan iqtisadi vəsait bəzən lazım olan nəticəni vermir. Yəni etibarlılığın artırılması nəticəsində texniki sistemin verdiyi mənfəət, konstruksiyanın daha etibarlı olmasına sərf olunan vəsaitdən az olur. Ona görə də tələb olunan etibarlıq göstəricisinin qiymətləndirilməsi və onun yüksəldilməsi əvvəlcə iqtisadi cəhətdən əsaslandırılmalıdır. Başqa sözlə, maşın və ya qurğunun ümumi istehsal və istismar xərcləri nəzərə alınmaqla, onun maksimal iqtisadi səmərəyə imkan verən etibarlıq dərəcəsinə uyğun layihələndirilməsi qarşıya bir məqsəd kimi qoyulmalıdır.

Ümumi halda texniki sistemin istismarı prosesində onun iqtisadi səmərəsinin zamandan asılılığı qrafik 7.1.1-dən göründüyü kimi üç əsas amilin təsiri ilə müəyyən olunur. İlk növbədə yeni avadanlığın

hazırlanmasına sərf olunan vəsait ( $C_h$ ) nəzərə alınmalıdır. Buraya layihələndirmə, istehsal, sınaq, nizamlaşdırma, nəqliyyat və s. işlərlə bağlı çəkilən xərclər aiddir. İstismar zamanı texniki sistemin işləmə qabiliyyətinin lazımi səviyyədə saxlanması üçün çəkilən xərclər -  $C_i$  də onun verdiyi iqtisadi səmərəyə ciddi təsir göstərir. Buraya texniki qulluq, təmir, saxlanma və s. işlərin yerinə yetirilməsinə ayrılan vəsaitlər aiddir.  $C_i$ -nin zamandan asılılığı bütün istismar müddətində artan funksiya ilə xarakterizə olunur. Qurğunun əsas işçi elementlərinin yeyilmə, yorulma və köhnəlmə nəticəsində tez-tez sıradan çıxması, təmir və texniki qulluq işlərinin intensivliyinin artması istismar xərclərinin də tədricən artmasına səbəb olur. Beləliklə, qurğunun bütün həyat tsikli ərzində çəkilən ümumi xərclərin cəmi  $C_T(t) = C_h + C_i(t)$  qurğunun effektivlik balansına “-” işarə ilə daxil olur.

Maşın və ya avadanlığın istismarı zamanı əldə olunan gəlir -  $C_g(t)$ , effektivlik balansına “+” işarə ilə daxil olur. Bu göstərici isə istismar müddətində azalan funksiya ilə xarakterizə olunur, çünki köhnəlmə nəticəsində texniki sistemin f.i.ə. aşağı düşür, təmir və texniki qulluqlarla əlaqədar olaraq boş dayanmaların sayı artır və beləliklə də onun məhsuldarlığı və verdiyi mənfəət azalır.

Beləliklə, texniki sistemin effektivlik balansı tənliyini qeyd olunan üç amili nəzərə almaqla aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$C_x(t) = C_g(t) - C_h - C_i(t) \quad (7.1.1)$$

Burada  $C_x(t)$  - avadanlığın verdiyi xalis səmərədir.

Qrafik 7.1.1-dən göründüyü kimi avadanlığın verdiyi xalis səmərə istismar müddətinin müəyyən anında maksimuma qədər yüksəlir və absis oxu ilə iki dəfə kəsişir. İstismarın  $t=T_0$  anını öz xərcini ödəmə müddəti adlandırmaq olar. Bu andan etibarən maşın və ya avadanlıq səmərə ilə işləyir.  $t=T_m$  anında səmərə maksimuma çatır və bu andan sonra istismar xərclərinin artması gəlirin tədricən azalmasına səbəb olur.  $t=T_h$  həddi istismar anından sonra istismar xərcləri avadanlığın verdiyi səmərəni üstələyir və maşının istismarı rentabelli olmur. Ona görə də maşının və ya qurğunun istismarının rentabelliyin təmin olunması şərti əsasında həddi vəziyyətə çatmadan öncə istismarın  $t=T_r$  anında sonlandırılması məqsəduyğun hesab edilir.  $T_r$  müddətinin seçilməsi qurğunun istehsalına, istismarına çəkilən xərclər və onun verdiyi səmərədən asılı olaraq müəyyən edilir. Məsələn, etibarlıq dərəcəsini artırmaq məqsədi ilə

The graph plots concentration  $C$  against time  $t$ . The solid curve  $C_g(t)$  starts at the origin and rises to a plateau. Vertical dashed lines from the x-axis at times  $T_\delta$ ,  $T_m$ ,  $T_r$ , and  $T_h$  intersect this curve at  $C_g(T_\delta)$ ,  $C_g(T_h)$ , and  $C_g(t)$  respectively. A dashed curve  $C_x'(t)$  starts at  $C_h$  and rises to meet  $C_g(t)$  at  $T_m$ . A solid curve  $C_x(t)$  starts at  $C_h$  and rises to meet  $C_g(t)$  at  $T_r$ . A solid curve  $C_r(t)$  starts at  $C_h$  and rises to meet  $C_g(t)$  at  $T_h$ . A solid curve  $C_r(Th)$  starts at  $C_h$  and rises to meet  $C_g(t)$  at  $T_h$ . The y-axis has labels  $C_h$  and  $C_h'$  for the initial concentration levels. The x-axis has labels  $T_\delta$ ,  $T_m$ ,  $T_r$ , and  $T_h$  for the time intervals.

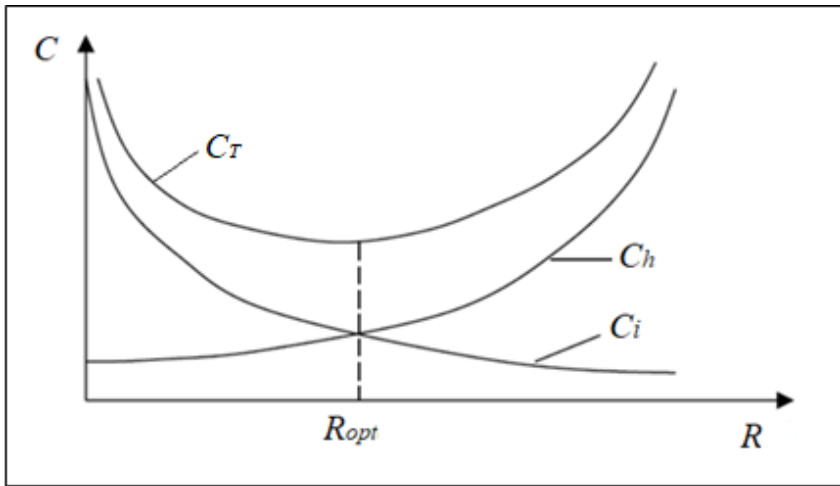
Təcrübədə etibarlığın iqtisadi meyar üzrə qiymətləndirilməsində istismar xərcləri əmsalından geniş istifadə edirlər:

Yeni avadanlığın yaradılması zamanı etibarlığın lazımı səviyyəsini əldə etmək məqsədi ilə istehsal və istismar xərclərinin artırılmasının labüd olduğunu nəzərə alaraq aşağıdakı ifadələri yaza bilərik:

Burada  $C_{ha}$  və  $C_{ia}$  – uyğun olaraq avadanlığın hazırlanması və istismarı üçün tələb olunan minimal xərclər və ya prototip (analoq) avadanlığın hazırlanma və istismar xərcləri;  $C_{he}$  və  $C_{ie}$  – etibarlılığın yüksəldilməsi üçün nəzərdə tutulan əlavə hazırlanma və istismar xərcləridir.



Etibarlığın layihələndirmə və istehsal prosesində yüksəldilməsi üçün nəzərdə tutulan əlavə xərclər –  $C_{he}$  tələb olunan etibarlıq dərəcəsindən asılı olaraq dəyişə bilər. Məsələn, dişli çarx ötürmələrində bu xərclərə çarxların mexaniki xarakteristikalarının yaxşılaşdırılması üçün daha mütərəqqi termiki emal növünün seçilməsini, həndəsi ölçülərin və beləliklə də material sərfinin artırılmasını və s. misal göstərmək olar. İstismar prosesində əlavə xərclərə texniki qulluq işləri zamanı dişlərin işçi profillərinin qeyri-ışçı profillərlə əvəz edilməsi ilə bağlı V fəsilə təklif olunan əməliyyatlara sərf olunan xərcləri aid etmək olar.



**Qrafik 7.1.2.** Etibarlıq göstəricisinin optimal qiymətinin seçilməsi

Göründüyü kimi layihələndirilən maşın və ya avadanlığın ötürücü mexanizmlərinin proqnozlaşdırılan etibarlıq dərəcəsinin optimal qiyməti hazırlanma və istismar xərclərindən əhəmiyyətli dərəcədə asılı olur. Bunu qrafik 7.1.2-dən də əyani olaraq görmək olar [21, s. 53].

## 7.2. Ötürücü mexanizmlərin ehtiyat hissələrinə tələbatın təyini

Maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmləri iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərə aid olduğu üçün təmir zamanı boşdayanmaların azaldılması məqsədi ilə ehtiyat hissələrin lazımi miqdarının ambarda saxlanması zəruridir. Buraya ilk növbədə ötürmələrin yeyilməyə məruz

qalan və periodik olaraq dəyişdirilən detal və düyünləri aiddir. Belə detal və düyünlərə dişli çarxları, yastıqları, kipləşdiriciləri, friksion muftaların disklərini, elektromaqnitləri və s. aid etmək olar. Bəzi hallarda VI fəsildə qeyd edildiyi kimi intiqal sisteminin hər hansı bir blokunun, məsələn reduktorun, muftanın və s. bərpa olunması mümkünsüz ola bilər. Ona görə də bu cür komponentlərin də ehtiyac olduğu halda mümkün qədər az bir zamanda əldə olunması nəzərdə saxlanmalıdır.

Ehtiyat hissələrinə olan tələbatın proqnozlaşdırılması əksər hallarda layihələndirmə mərhələsində yerinə yetirilir. Lakin bir qayda olaraq praktikada bu mərhələdə yalnız ehtiyat hissələrinin nomenklaturu təxmini olaraq müəyyən edilir. Ehtiyat hissələrinin tələb olunan say tərkibi isə yalnız sınaq nümunələrinin yoxlanması nəticəsində alınan və analoq qurğunun istismar prosesində əldə olunan statistik məlumatların analiz edilməsindən sonra dəqiqləşdirilə bilər. Bu analizi maşın və ya avadanlığın əvvəlcə ən böyük blok və düyünləri üçün, sonra isə daha kiçik komponentləri və detalları üçün aparmaq daha məqsədəuyğundur. Ümumi halda ehtiyat hissələrin nomenklaturunun təyini aşağıdakı ardıcılıqla aparılır [89, s. 155]:

1) İstismar müddətində detal və ya düyünün yenilənmə sayının (aradan qaldırıla bilməyən imtinalarının) riyazi gözləməsi təyin edilir:

$$a = nN\lambda T. \quad (7.2.1)$$

Burada  $N$  – ehtiyat hissələri tələb olunan maşın və ya avadanlıqların sayı;  $n$  – bir maşında və ya avadanlıqda olan eyni tip detal və ya düyünün sayı;  $\lambda$  – baxılan detal və ya düyünün yenilənmələrinin (aradan qaldırıla bilməyən imtinalarının) intensivliyi;  $T$  – maşın və ya avadanlığın istismar müddətidir.

2) Ehtiyat hissələrin dəyişdirilməsi ilə bağlı xərclər hesablanır:

$$C_e = \frac{C_{aq} + aC_d}{N}. \quad (7.2.2)$$

Burada  $C_{aq}$  – ehtiyat hissənin dəyişdirilməsində istifadə olunan alət və qurğuların dəyəri;  $C_d$  – dəyişdirilən ehtiyat hissənin dəyəridir.

3) İstismar müddəti ərzində ehtiyat hissələrin dəyişdirilməsi yolu ilə bir maşının (avadanlığın) bərpa olunmasına sərf olunan zaman (saatlarla) təyin olunur:

$$T_{mb} = \frac{a \cdot t_e}{N}. \quad (7.2.3)$$

Burada  $t_e$  – bir ehtiyat hissənin dəyişdirilməsinə sərf olunan zamandır.

(7.2.1) ifadəsi avadanlığın hər hansı detal və ya düyününün imtinadan sonra yenilənməsi üçün tələb olunan ehtiyat hissələrinin bütün istismar müddəti ərzində miqdarını təyin etməyə imkan verir. Lakin maşın və ya avadanlığın sıradan çıxan detal və düyünlərinin bütün istismar müddəti ərzində lazımi ehtiyatının saxlanması böyük məsrəf və saxlama yerləri (ambarlar) tələb edir. Digər tərəfdən III fəsildə qeyd edildiyi kimi, imtinalar intensivliyinin qiyməti çox nadir hallarda bütün istismar müddəti ərzində sabit olur. Bu o deməkdir ki, hər hansı bir detala və ya düyünə görə tələb olunan ehtiyat hissələrinin miqdarı istismarın müxtəlif mərhələlərində imtinalar intensivliyinin qiymətindən asılı olaraq fərqli ola bilər. Buna görə də ehtiyat hissələri saxlanılacaq detal və ya düyünlərin imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığını düzgün təyin etmək və bunun əsasında müəyyən istismar mərhələləri üzrə tələb olunan miqdarda ehtiyat hissələrinin saxlanması mühüm iqtisadi əhəmiyyət kəsb edir. Məsələn, aylar, rüblər, illər və ya təmir tsiklləri üzrə tələb olunan ehtiyat hissələrinin miqdarının təyin edilməsi daha məqsədəuyğundur. Qeyd olunanları nəzərə alaraq müəyyən  $\Delta t_i$  istismar dövrü ərzində (ay, rüb, il və s.) tələb olunan ehtiyat hissələrinin miqdarını [89, s. 157]-də irəli sürülən metodika əsasında aşağıdakı kimi təyin etmək olar:

$$m_i = n \cdot N \cdot \lambda(t_i) \cdot \Delta t_i, \text{ əgər } \lambda(t_i) \cdot \Delta t_i \leq 0,2 \text{ olarsa;} \quad (7.2.1)$$

və ya

$$m_i = n \cdot N \cdot (1 - e^{-\lambda(t_i) \cdot \Delta t_i}), \text{ əgər } \lambda(t_i) \cdot \Delta t_i > 0,2 \text{ olarsa.} \quad (7.2.2)$$

Burada  $\Delta t_i$  – ehtiyat hissələrinin miqdarının təyin olunduğu istismar dövrü;  $\lambda(t_i)$  – baxılan istismar dövründə imtinalar intensivliyinin riyazi gözləməsidir.

Fərz edək ki, ötürücü mexanizmdə istifadə olunan elektromaqnit muftanın imtinalarının paylanması (3.5.1) ifadəsi əsasında qrafik 3.5.4-də əks olunmuş III hala uyğundur və paylanmanın parametrləri  $\lambda=0,08$  1/il;  $\alpha=-1$  və  $\beta=-1$  qiymətləri alır. Təqdim olunan metodika əsasında  $N=300$  sayda ötürücü mexanizmin istismarı zamanı  $T=10$  il ərzində illər üzrə tələb olunan ehtiyat hissələrinin (elektromaqnit muftaların) sayını təyin edək. İmtinalar intensivliyinin qrafik 3.5.4-də əks olunmuş qiymətlərini (7.2.1) və (7.2.2) düsturlarında nəzərə almaqla illər üzrə tələb olunan ehtiyat hissələrin sayını təyin etmək olar. Aparılan hesablamaların nəticələri cədvəl 7.2.1-ə daxil edilmişdir. Cədvəldən görüldüyü kimi, 10 il istismar müddəti ərzində  $N=300$  sayda ötürücü

mexanizm üçün tələb olunan elektromaqnit muftaların sayı imtinalar intensivliyinə uyğun şəkildə dəyişir.

**Cədvəl 7.2.1. Ötürücü mexanizmin elektromaqnit muftası üçün tələb olunan ehtiyat hissələrinin sayı**

İnterval №-si	Zaman intervalı, il	İmtinalar intensivliyinin riyazi gözləməsi, $\lambda(t_i)$	İntervallar üzrə tələb olunan ehtiyat hissələrinin sayı, $m_i$
1	0 – 1	0,032	10
2	1 - 2	0,062	19
3	2 - 3	0,073	22
4	3 - 4	0,078	23
5	4 - 5	0,079	24
6	5 - 6	0,08	24
7	6 - 7	0,08	24
8	7 – 8	0,08	24
9	8 – 9	0,08	24
10	9 - 10	0,08	24
Cəmi			218

Beləliklə, maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin detal və düyünlərinin yenilənməsi məqsədi ilə ehtiyat hissələrinin müəyyən istismar dövrü ərzində və ya təmir tsikli üzrə tələb olunan miqdarını proqnozlaşdırmaq üçün həmin komponentlərin imtinalarının paylanma qanunlarını düzgün seçmək və imtinalar intensivliyinin zamandan asılılığını müəyyənləşdirmək mühüm əhəmiyyət kəsb edir. Yalnız lazım olan sayda ehtiyat hissələrinin saxlanması ambar xərclərinin minimum olmasına imkan verir. Ambarlarda həmişə ehtiyat hissəsinin olması isə imtinalar zamanı boşdayanmaların azalmasına, istehsalat prosesinin intensivləşməsinə, əmək məhsuldarlığının yüksəlməsinə səbəb olur və beləliklə də praktikada yüksək səmərə verə bilər.

### **7.3. Dişli çarxların uzunömürlüylüyünün artırılması hesabına əldə olunan səmərənin qiymətləndirilməsi**

Qeyd olunduğu kimi dişli çarxlar müasir maşın və avadanlıqların ötürücü mexanizmlərinin əsas elementlərindən biridir. Yüksək möhkəmliyə və səthi bərkliyə malik dişli çarxların hazırlanmasında bahalı termiki emal texnologiyalarının tətbiqi onların dəyərinin xeyli dərəcədə artmasına səbəb olur. Ona görə də istismar prosesi zamanı müxtəlif texniki və konstruktiv üsullardan istifadə edərək dişli çarxların uzunömürlüylüyünün yüksəldilməsi əhəmiyyətli iqtisadi səmərəyə səbəb ola bilər. Beşinci fəsildə müxtəlif maşın və avadanlıqların intiqal sistemində istifadə olunan reduktorların dişli çarxlarının uzunömürlüklərinin artırılması ilə bağlı təkliflər irəli sürülmüşdür. Hesablamalarla sübuta yetirilmişdir ki, dişli çarxların həndəsi ölçülərinin (ilişmə modulu, en əmsalı və s.) və materiallarının düzgün seçilməsi ilə dişlərin əyilmə möhkəmliyini kontakt möhkəmliyi ilə müqayisədə kifayət qədər yüksəltməklə, müəyyən istismar dövründən sonra dişlərin işçi profillərini qeyri-işçi profillərlə əvəz etmək və beləliklə də, dişli çarxın uzunömürlüylüyü xeyli artırmaq olar. Sənayedə, nəqliyyatda, kənd təsərrüfatında və digər istehsalat sahələrində istismar olunan maşın və avadanlıqlarda milyonlarla dişli çarxların istifadə olunduğunu nəzərə alddqda uzunömürlüylüyün təklif olunan üsulla artırılmasının böyük iqtisadi effekt verməsinə heç bir şübhə yeri qalmır.

Konkret misallar üzərində təklif olunan üsulun verdiyi iqtisadi səmərənin qiymətləndirilməsi məsələsinə baxaq. Konstruksiyadan və istismar şəraitindən asılı olaraq müxtəlif maşın və avadanlıqlarda dişlərin işçi profilini qeyri-işçi profillə əvəz etmək üsulları 5.6-cı mövzuda əks olunmuşdur. Təbii ki, bu əməliyyatın həyata keçirilməsinin iqtisadi cəhətdən ən səmərəli üsulu intiqalı hərəkətə gətirən mühərrikin fırlanma istiqamətinin dəyişdirilməsidir. Çünki bu zaman əlavə sökmə-yığma əməliyyatlarına ehtiyac qalmır. Bir çox maşın və avadanlıqların iş prinsipi bu üsulun həyata keçirilməsinə imkan verir. Buna misal olaraq neftçixarma sənayesində istifadə olunan ştanqlı quyu nasoslarının yerüstü intiqallarını (şəkil 5.1.2 və 5.2.6) göstərmək olar. Hal-hazırda Azərbaycanda neftçixarma sənayesi sahələrində müxtəlif tipli mancanaq dəzgahları istismar olunur. Bu qurğularda əsasən Novikov ötürməli dişli çarx reduktorları istifadə olunur [79]. Cədvəl 7.3.1-də mancanaq

dəzgahlarında ən çox tətbiq olunan dişli çarx reduktorlarının markaları, bazarda satış qiymətləri və uzunömürlüyün təxminən 50% artırılması halında əldə olunan qənaətin miqdarı əks olunmuşdur. “Azneft” istehsalat birliyinin strukturunda fəaliyyət göstərən Neft və Qazçıxarma idarələrində minlərlə mancanaq dəzgahının istismar olunduğunu nəzərə alsaq, dişli çarx reduktorlarının uzunömürlüyünün artırılması hesabına əldə olunan iqtisadi səmərənin dəyəri milyon manatlarla qiymətləndirilə bilər.

**Cədvəl 7.3.1.** Mancanaq dəzgahlarının reduktorlarında uzunömürlüyün 50% artırılması hesabına əldə olunan iqtisadi səmərənin qiymətləndirilməsi

Dişli çarx reduktorunun markası	Reduktorun bazarda satış qiyməti		Uzunömürlüyün 50% artırılması nəticəsində gözlənilən səmərə, manat
	ABŞ dolları ilə [79]	Məzənnəyə uyğun manatla	
İQ2HIII-450	16000	27200	13600
İQ2HIII-750	18000	30600	15300
İQ2HIII-315	12000	20400	10200
İQ2HIII-560	19000	32300	16150

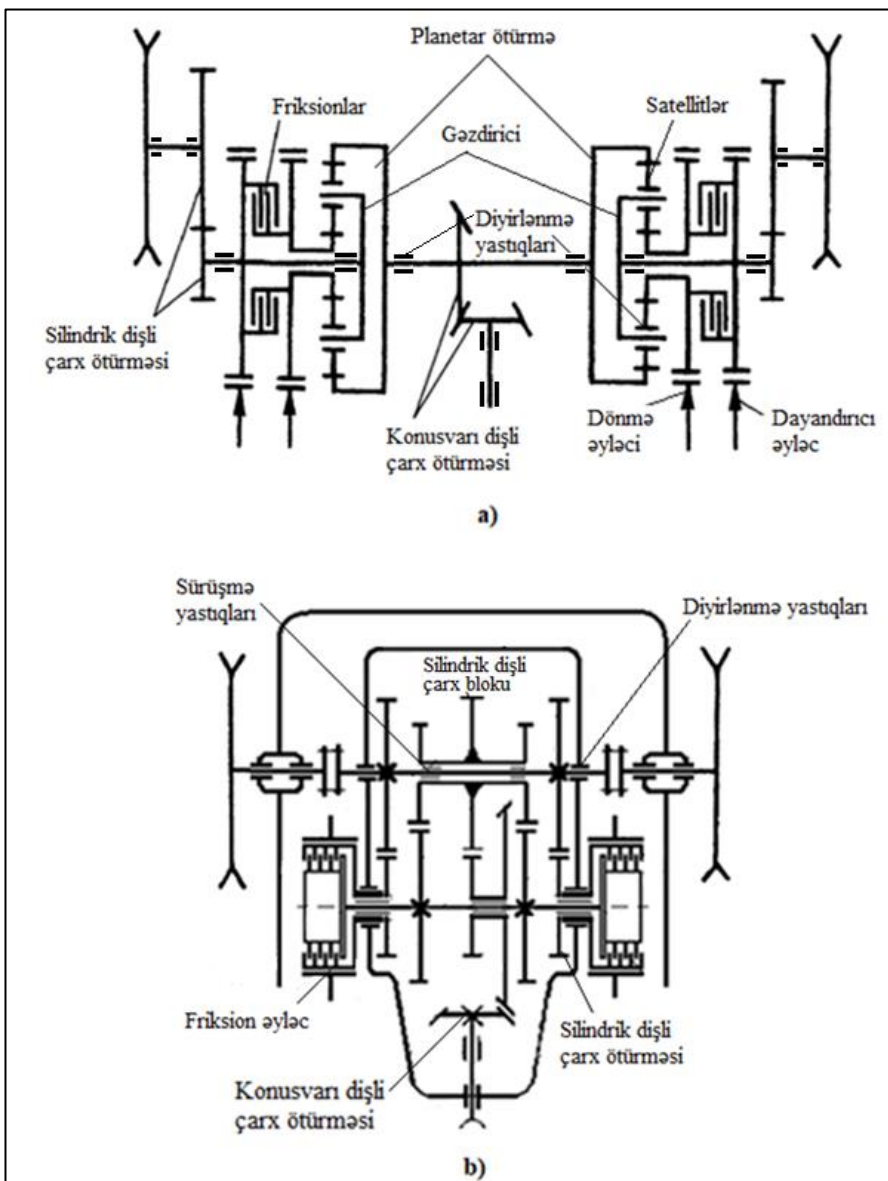
Ticarət mərkəzlərində və metropoliten stansiyalarında enmə və qalxma eskalatorlarının hərəkət istiqamətinin qarşılıqlı olaraq dəyişdirilməsi sərnəşinlərin hərəkətinin təşkilində hər hansı bir problem yaratmazsa, dişli çarxların işçi profillərinin qeyri-ışçi profillərlə əvəz edilməsi təqdim olunan üsulla həyata keçirilə bilər. Hal-hazırda Bakı metropoliteninin stansiyalarında “Thyssen Krupp” şirkəti tərəfindən quraşdırılan eskalatorlarda sonsuz vint reduktorları istifadə edilir. Cədvəl 7.3.2-də Bakı metropoliteni stansiyalarının eskalatorlarında istifadə olunan sonsuz vint reduktorlarının markaları, bazar qiymətləri və uzunömürlüyün təxminən 50% artırılması halında əldə olunan səmərənin miqdarı əks olunmuşdur. Baxılan reduktorların kifayət qədər baha olduğunu nəzərə aldıqda onların uzunömürlüyünün artırılması mühüm iqtisadi əhəmiyyət kəsb edir.

***Cədvəl 7.3.2. Bakı metropoliteni stansiyalarının eskalatorlarında istifadə olunan sonsuz vint reduktorlarında uzunömürlüyün 50% artırılması hesabına əldə olunan iqtisadi səmərənin qiymətləndirilməsi***

Sonsuz vint reduktorunun markası	Reduktorun bazarda satış qiyməti		Uzunömürlüyün 50% artırılması nəticəsində gözlənilən səmərə, manat
	Avro ilə	Məzənnəyə uyğun manatla	
SOG-250	15000	28500	14250
SOG-320	17000	32300	16150

#### **7.4. Tırtıllı maşınların yeni təklif olunmuş ötürücü dönmə mexanizminin effektivliyinin qiymətləndirilməsi**

AzTU-nun “Maşınların konstruksiya edilməsi” (hal-hazırda “Mexatronika və maşın dizaynı”) kafedrasında işlənərək patentləşdirilən [33] tırtıllı maşınların yeni icralı dönmə mexanizmi planetar ötürməli mövcud ötürücü dönmə mexanizmləri ilə müqayisə olunaraq tətbiqinin effektivliyi qiymətləndirilmişdir. Hal-hazırda tırtıllı maşınların dönmə mexanizmlərində müxtəlif texniki parametrlərə və konstruksiyalara malik olan ötürmələrdən istifadə olunur. Dönmə mexanizminin kinematik imkanlarını artırmaq üçün tırtıllı maşınlarda əksər hallarda planetar ötürmələrdən istifadə edirlər. Belə dönmə mexanizmlərindən birinin sxemi şəkil 7.4.1, a-da əks olunmuşdur [104, s. 480]. Şəkildən görüldüyü kimi ötürücü dönmə mexanizmi konusvarı dişli çarx ötürməsindən, planetar ötürmədən, dönməni və dayanmanı təmin edən friksionlardan və son pillə olan silindrik dişli çarx ötürməsindən ibarətdir. Planetar ötürmə bir sıra üstünlüklərə malik olsa da, konstruksiyanın mürəkkəbliyi, yüksək hazırlanma və quraşdırılma dəqiqliyinin tələb olunması, maya dəyərinin yüksək olması və böyük kütlələrin fırlanma nəticəsində titrəyişlərə səbəb olması kimi çatışmamazlıqları da vardır.



**Şəkil 7.4.1.** Tırtıllı maşının ənənəvi (a) və yeni təklif olunmuş (b) ötürücü dönmə mexanizminin kinematik sxemi



Yeni təklif olunmuş və patentləşdirilmiş konstruksiya (şəkil 7.4.1, b) yuxarıda qeyd olunan çatışmamazlıqların aradan qaldırılmasına imkan verir. Yeni konstruksiyada valların və dişli çarxların sayının azaldılması (satellitlərin ixtisar olunması hesabına) ötürücü mexanizmin maya dəyərinin azaldılmasına və eləcə də etibarlıq göstəricilərinin və f.i.ə.-nin yüksəldilməsinə səbəb olur. Bundan başqa konstruksiyanın sadələşməsi hazırlanma və quraşdırma dəqiqliyinə qoyulan tələbin azaldılmasına, böyük fırlanma kütlələrinin təsiri ilə burulma rəqslərinin yaranmasının qarşısının alınmasına və unifikasiya edilmiş detalların sayının artırılmasına imkan yaradır. Cədvəl 7.4.1-də eyni kinematik parametrlərə (ötürmə ədədi, ötürülən güc, çıxış valında fırlanma tezliyi və fırlanma momenti) malik tırtıllı maşının ənənəvi və yeni təklif olunan ötürücü dönmə mexanizminin əsas xarakteristikaları əks olunmuşdur. Hal-hazırda tırtıllı maşınlarda çoxlu sayda müxtəlif texniki xarakteristikalara malik ötürücü dönmə mexanizmləri istifadə olunur. Ona görə də burada müqayisə üçün T-40.01 markalı tırtıllı buldozerin dönmə mexanizminin texniki parametrləri əsas götürülmüşdür [41, s. 307]. Baxılan tırtıllı maşının ötürücü dönmə mexanizmi ötürmə ədədi  $u_{k\delta}=1,35$  olan konusvari dişli çarx ötürməsi, planetar ötürmə və silindrik dişli çarx ötürməsi ilə təchiz edilmişdir. Dönmə mexanizminin ümumi ötürmə ədədi  $u_{\text{üm}}=34$  təşkil edir. Ümumi ötürmə ədədini eyni saxlamaqla təklif olunan yeni konstruksiyada da konusvari dişli çarx ötürməsinin ötürmə ədədi  $u_{k\delta}=1,35$  qəbul edilmişdir. Unifikasiya səviyyəsini yüksəltmək üçün digər üç silindrik dişli çarx ötürməsinin ötürmə ədədləri bərabər qəbul edilmişdir:  $u_{\delta\delta}=2,93$ .

Müqayisə nəticəsində aydın görünür ki, yeni təklif olunmuş konstruksiyada valların, dişli çarxların, diyirlənmə yastıqlarının sayı azalır və beləliklə əsas ötürücü elementlərin ümumi sayı 38-dən 32-yə endirilir. Bu, təbii ki, konstruksiyanın qabaritinin, çəkisinin və eləcə də hazırlanmasının maya dəyərinin kifayət qədər azalmasına səbəb olur. Əsas konstruktiv elementlərin eyni istehsalçı zavod tərəfindən tələb olunan texniki səviyyədə hazırlandığını qəbul edərək hər iki konstruksiya üçün etibarlıq göstəricilərinin analizini aparmaq olar. Əsas etibarlıq göstəricisi kimi təyin olunmuş istismar müddəti ərzində elementin imtinasız işləmə ehtimalını nəzərdə tutaraq vallar üçün bu göstəricini  $R_{vi}=0,995$ , dişli çarxlar üçün  $R_{çi}=0,99$  qəbul edirik.

**Cədvəl 7.4.1. Tırtıllı maşının ənənəvi və yeni təklif olunmuş  
ötürücü dönmə mexanizminin əsas xarakteristikaları**

Texniki xarakteristika	Şərti işarəsi və ölçü v.	Ənənəvi konstruksiyada	Yeni təklif olunmuş konstruksiyada
1	2	3	4
Ötürülən güc	$P_{\text{ç}}, \text{KVt}$	434	434
Çıxış valında minimal fırlanma tezliyi	$n_{\text{çmin}}, \text{dəq}^{-1}$	12,5	12,5
Çıxış valında maksimal fırlanma momenti	$T_{\text{çmax}}, \text{Nm}$	271200	271200
Ümumi ötürmə ədədi	$U_{\text{üm}}$	34	34
Valların sayı	$n_v$	6	5
Diyirlənmə yastıqlarının sayı	$n_{d.y.}$	16	10
Sürüşmə yastıqlarının sayı	$n_{s.y.}$	0	5
Dişli çarxların (satellitlərlə) sayı	$n_{d.ç.}$	16	12
Müqayisə olunan elementlərin sayı	$n_{\text{üm}}$	38	32
Valların etibarlıq göstəricisi	$R_{vi}$	0,995	0,995
Diyirlənmə yastıqlarının etibarlıq göstəricisi	$R_{di}$	0,99	0,99
Sürüşmə yastıqlarının etibarlıq göstəricisi	$R_{si}$	0,99	0,99
Dişli çarxların etibarlıq göstəricisi	$R_{çi}$	0,99	0,99

1	2	3	4
Ötürücü dönmə mexanizminin ümumi etibarlıq göstəricisi	$R_{\bar{u}}$	$R_{\bar{u}\bar{a}} = \prod_{i=1}^{38} R_i = 0,7$	$R_{\bar{u}y} = \prod_{i=1}^{32} R_i = 0,74$
Etibarlıq göstəricisinin nisbi artımı	$\varepsilon_R, \%$	$\varepsilon_R = \frac{R_{\bar{u}y} - R_{\bar{u}\bar{a}}}{R_{\bar{u}y}} \cdot 100\%$ $= \frac{0,74 - 0,7}{0,74} \cdot 100\% = 5,4\%.$	

Diylirlənmə yastıqları üçün dinamiki yüklətmə qabiliyyətinə görə hesablamalarda bir milyon yükləmə tsikli müddəti üçün imtinasız işləmə ehtimalının qiyməti 0,9-a bərabər qəbul edilir. Lakin layihələndirilən maşın və avadanlıqlarda təyin olunmuş resurs kifayət qədər kişik olur və buna görə də uzunömürlük əmsalının 0,21 qiyməti [57, s. 357] üçün  $R_{di}=0,99$  qəbul edirik.

Yeni konstruksiyada sürüşmə yastıqlarından istifadə olunması nəzərdə tutulmuşdur. Sürüşmə yastığı mayeli sürtünmə rejimində işlədikdə onun faydalı iş əmsalı və etibarlıq göstəriciləri diylirlənmə yastıqları ilə müqayisədə daha yüksək olur [57, s. 334]. Ona görə də təklif olunan konstruksiyada sürüşmə yastıqlarında mayeli sürtünmə rejiminin yaradılması üçün təzyiq altında sirkulyasiyalı məcburi yağlama sisteminin nəzərdə tutulması tövsiyyə olunur. Bu şərt daxilində sürüşmə yastıqlarının etibarlıq dərəcəsini  $R_{si}=0,99$  qəbul edə bilərik.

Ötürücü mexanizmin həm ənənəvi, həm də yeni təklif olunmuş konstruksiyasında elementlərin imtinalarının bir-birindən asılı olmadığını qəbul edərək ümumi etibarlıq göstəricisini elementlərin ardıcıl birləşdirilməsi halına uyğun olaraq şəkil 4.2.1-də əks olunan metodika əsasında təyin edirik. Aparılan hesablamalar yeni konstruksiyanın etibarlıq göstəricisinin ənənəvi konstruksiya ilə müqayisədə 5,4% yüksək olduğunu göstərmişdir. Buradan belə bir nəticəyə gəlmək olar ki, tırtıllı maşının ötürücü dönmə mexanizminin yeni təklif olunan konstruksiyası qabarit ölçülərin, kütlənin və hazırlanmasının maya dəyərinin azaldılması ilə yanaşı etibarlıq göstəricilərinin də yüksəldilməsinə imkan verir.

### **İstifadə edilmiş ədəbiyyatın siyahısı**

1. Abdullayev A.H. Tətbiqi mexanika. Dərs vəsaiti/A.H.Abdullayev, M.H.Güməyev, H.S.Məmmədov. – Bakı: “Təhsil” NPM, - 2014. – 691 s.
2. Bəşirov R.C. Gəmi təmir texnologiyası. Dərslik/R.C. Bəşirov. – Bakı: “Təhsil” NPM, - 2011. – 260 s.
3. Cənəhmədov Ə.X. Neft avadanlıqlarının dinamikası və möhkəmliyi. Dərslik/ Ə.X. Cənəhmədov, N.A. Vəliyev, Ə.M. Əliyev. - Bakı: “APOSTROFF”, - 2016. – 424 s.
4. Çələbi İ.Q. Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının statistik üsullarla qiymətləndirilməsi// - Bakı: «Maşınşünaslıq» jurnalı, - 2014. № 1, - s. 11-14.
5. Çələbi İ.Q. İş qabiliyyəti bərpa olunan ötürmə sistemlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsi// - Bakı: «Maşınşünaslıq» jurnalı, - 2015. Cild 4, № 1, - s. 24-28.
6. Çələbi İ.Q. Layihələndirmə mərhələsində ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının proqnozlaşdırılması// - Bakı: AzTU-nun Elmi əsərləri, - 2015. № 4, s. 185 - 192.
7. Çələbi İ.Q. Maşın və aqreqatların etibarlılığının qiymətləndirilməsi// - Bakı: «Mexanika-Maşınqayırma» jurnalı, - 2004. № 2, - s. 52-54.
8. Çələbi İ.Q. Mexatronika. Dərs vəsaiti/İ.Q.Çələbi, H.İ.Mirzəyev. –Bakı: AzTU, -2011. -203 s.
9. Çələbi İ.Q. Ötürmə sistemlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsində yeni statistik modelin tətbiqi// - Bakı: AzTU-nun elmi əsərləri, - 2014. №1, - s. 65-71.
10. Çələbi İ.Q. Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının innovativ metodlarla qiymətləndirilməsi// - Bakı: «Maşınşünaslıq» jurnalı, - 2016. Cild 5, № 1, - s. 19-22.
11. Çələbi İ.Q. Ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının keyfiyyət və kəmiyyət göstəricilərinin qiymətləndirilməsi üsulları// - Bakı: AzTU-nun elmi əsərləri, - 2016. №4, - s. 115-120.
12. Çələbi İ.Q. Sonsuz vint ötürməsinin uzunömürlülüynün artırılması məsələsinə dair// - Bakı: AzTU-nun elmi əsərləri, - 2009. №4, - s. 35-37.

13. Çələbi İ.Q., Xəlilov İ.Ə. Metropoliten eskalatorlarının əsas intiqalının uzunömürlülüüyünün artırılması//AzTU-nun 60 illiyinə həsr olunmuş Respublika elmi-texniki konfransının materialları, Bakı: - 2-3 may, - 2010. – s. 568 – 570.
14. Çələbi İ.Q., Yusubov Ş.T. Tırtılı maşınların ötürmə sisteminin etibarlılığının qiymətləndirilməsi//”Tikinti istehsalatında texnoloji maşınların istifadəsinin müasir problemləri” mövzusunda Respublika elmi-praktiki konfransının materialları, Bakı: -20-21 dekabr, -2019. – s. 107-112.
15. Əliyev Ə.M. Neft və qaz quyularının qazılması üçün qaldırma kompleksinin işləmə qabiliyyətinin və uzunömürlülüüyünün dəyərləndirilməsi vasitələri və metodlarına sistemli yanaşma:/texnika üzrə elmlər doktoru dissertasiyasının avtoreferatı/-Bakı: ADNA, -2008. -43 s.
16. Əliyev R. Maşınqayırmanın tarixinə dair. Monoqrafiya/R.Əliyev – Bakı: «Təhsil» NPM, -2008. - 542 s.
17. Fərzəliyev M.H. Toxuculuq istehsalatının texnoloji maşınları və avadanlıqları. Dərslik/M.H. Fərzəliyev - Bakı: “İqtisad universiteti” Nəşriyyatı, - 2010. - 530 s.
18. Hüseynov Ə.G. Maşınların etibarlılığı. Dərslik/Ə.G.Hüseynov – Bakı: AzTU-nun mətbəəsi, - 2017. -344 s.
19. Xəlilov İ.Ə. Maşın intiqallarının sistemli analizi ilə muftaların seçilməsinin nəzəri əsaslarının işlənməsi/texnika üzrə elmlər doktoru dissertasiyası/- Bakı, - 2013. – 350 s.
20. Xəlilov İ.Ə. Maşınların etibarlılığı. Dərs vəsaiti/İ.Ə.Xəlilov, Ə.S.Hüseynov, Ş.T.Yusubov – Bakı: AzTU, - 2009. – 189 s.
21. Kərimov Z.H. Maşın hissələri və yükqaldırıcı-nəqlədici maşınlar. Dərslik/Z.H. Kərimov – Bakı: “Maarif”, - 2002. - 596 s.
22. Maşın hissələri və konstruksiyaetmənin əsasları: Mexaniki intiqalların layihələndirilməsi. Dərs vəsaiti/Ə.M.Nəcəfov, İ.Q.Çələbi, Y.Ə.Əmənov [və b.] – Bakı: AzTU, - 2018. - 316 s.
23. Maşın detalları və konstruksiyaetmənin əsasları. Dərslik/ Ə.X. Cənəhmədov, Ə.S.Səmədov, M.Y.Cavadov [və b.] – Bakı: “Apostrof”, - 2013. - 480 s.

24. Maşın hissələrindən kurs layihəsi. Dərs vəsaiti/Z.H. Kərimov, Ə.Q. Həsənov, K.Ə. Quliyev [və b.] – Bakı: “Maarif”, - 2007. - 484 s.
25. Məmmədov V.T. Neft-mədən texnikasının təmiri və bərpaı. Dərslik/V.T. Məmmədov, O.H. Mirzəyev. - Bakı: ADNA nəşri, - 2012, - 285 s.
26. Şərifov A. R. İnşaat və yol maşınlarının hidravlik avadanlıqları. Dərslik/A.R. Şərifov, M.O. Soltanov. Bakı: - NPM “Təhsil”, - 2014. 274 s.
27. Şirzadov F.M. Maşınların etibarlılığının texnoloji təminatı. Dərs vəsaiti/ F.M. Şirzadov – Bakı: - BMU, - 2018. - 219 s.
28. Çelebiyev İ. Otomobillerin transmissiya mexanizmlərinin güvənlik göstərgələrinin dəyərləndirilməsi//9. Uluslararası Makina Tasarımı ve İmalat Konqresi, - Ankara, Türkiyə: 13-15 Eylül, - 2000. - s. 49 – 52.
29. Абдуллаев А.И., Наджафов А.М., Гамидов Н.Р. Научная основа системного расчета, проектирования и конструирования пакетного редуктора// - Bakı: «Məxanika-Maşınqayırma» jurnalı, - 2004. № 2, - s. 29-33.
30. Абдуллаев А.И., Наджафов А.М. Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора//Вестник машиностроения, - Москва: - 2008. №12, -с. 6-9.
31. Абдуллаев А.И., Наджафов А.М., Саламов А. А. Поисковое конструирование мультипликатора ветроэнергетического агрегата// Вестник машиностроения, - Москва: - 2014. №12, -с. 50-53.
32. Абдуллаев А.И. Безбалансирный станок-качалка штанговых насосных установок. Евразийский патент № 032268. ЕАПО/А.И. Абдуллаев, А.М.Наджафов, Б.Б. Ахмедов [и др.]. – 2019.
33. Абдуллаев А.И. Четырехступенчатый двухпоточный передаточно-поворотный механизм гусеничных машин. Евразийский патент № 033813. ЕАПО/А.И. Абдуллаев, А.М.Наджафов, И.Г.Чалаби [и др.]. – 2019.
34. Абдуллаев А.И. Основы теории, методология системного вероятностного расчета и проектирования зубчатых

- механизмов/Автореферат дисс., доктора техн. наук/ - Харьков, 1990. – 43 с.
35. Абдуллаев А.И., Чалаби И.Г. Оценка показателей надежности машин и конструкций на основе закона распределения отказов//AzTU-nun elmi əsərləri, - Bakı: - 2006. №2, - s. 5-8.
  36. Абдуллаев А.И., Чалаби И.Г., Берче Б. Повышение долговечности зубчатых редукторов нефтепромышленного оборудования//“Azərbaycan Neft Təsərrüfatı” jurnalı, - Bakı: -2008. № 6, -s. 38-42.
  37. Абдуллаев А.И., Чалабиев И.Г. К вопросу проектирования тяжёлых болтов цилиндрического редуктора//- Bakı: AzTU-nun elmi əsərləri, - 1999. №3, - s. 20-24.
  38. Бабаев С.Г. Основы теории надежности нефтепромышленного оборудования. Учебник// С.Г. Бабаев, И.А. Габибов, Р.Х. Меликов. - Баку: - изд. АГНА, -2015. - 400 с.
  39. Бабаев С.Г. Исследование надежности механических систем при наличии нескольких разрушающих факторов/С.Г. Бабаев, И.А. Габибов, Ш.А. Дышин [и др.]//«Məxanika-Maşınqayırma» jurnalı, Bakı, - 2004. № 2, - s. 8-12.
  40. Бабаев С.Г. Исследование эксплуатационных показателей надежности подъемных установок для текущего и капитального ремонта скважин. Обзорная информация//С.Г. Бабаев, Э.К. Шахбазов // Серия ХМ-3 «Нефтепромышленное машиностроение», -Москва, -ЦИНТИхимнефтемаш, -1982. - 22 с.
  41. Баловнев В.И. Автомобили и тракторы: краткий справочник/В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов. – Москва: Издательский центр «Академия» -2008. – 384 с.
  42. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. Монография/В.В. Болотин. –Москва: «Машиностроение», - 1990. – 448 с.

43. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Справочник/И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – Москва: «Наука», -1986. -544 с.
44. Вентцель Е.С. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. учебное пособие/Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. - Москва: ЮСТИЦИЯ, -2018. — 480 с.
45. Волонцевич Д.О. Анализ криволинейного движения гусеничных машин с электромеханическими двухпоточными механизмами поворота/Д.О. Волонцевич, Ш.Х. Зыонг, Е.А. Веретенников//Восточно-Европейский Журнал Передовой Технологии, Киев: -2016. №3 (81), с. 78-87.
46. Гамидов Г.С. Системная модель оценки надежности судовых дизелей/ Г.С. Гамидов., Н.К. Санаев, З.И. Адеев//Вестник машиностроения, Москва: - 2009. №5, -с. 25-29.
47. Гинзбург Е.Г. Зубчатые передачи. Справочник/Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.В. Фирун [и др.]. Ленинград: «Машиностроение». Ленингр. отд-ние, -1980. - 416 с.
48. Гольдберг, О.Д. Надежность электрических машин / О.Д. Гольдберг, С.П. Хелемская. – Москва: «Академия», -2010. – 288с.
49. Горбатюк С.М. Детали машин и основы конструирования. Учебник/С.М. Горбатюк, А.Н.Веремеевич, С.В.Албул [и др.]. - Москва: Издательский дом МИСиС, -2014. - 424 с.
50. Гирфанов А. А. Электромагнитная совместимость погружного электрооборудования предприятий нефтедобычи и разработка комплекса мер по повышению надежности его работы/Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. –Самара: -2005. – 229 с.
51. Гудков Ю.И. Устройство и эксплуатация грузоподъемных кранов. Учебное пособие/Ю.И.Гудков, М.Д.Полосин. – Москва: «Академия», -2013. -400 с.
52. Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник/П.Г. Гузенков. – Москва: «Высшая школа», -1986. – 359 с.



53. Гуменюк В.М. Надежность и диагностика электротехнических систем. Учебник/В.М. Гуменюк. - Владивосток: Изд-во Дальнев. гос. техн. ун-та, - 2010. - 218с.
54. Журавлев А.М. Повышение надежности полупроводниковых преобразователей и электроприводов объектов кислородно-конвертерного производства:/Диссертация на соискание уч. степ. к.т.н./- Челябинск. 2016. – 163 с.
55. Дунаев П.В. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие/П.В.Дунаев, О.П.Леликов. – Москва: «Машиностроение», -2013. – 560 с.
56. Иванов А.С. Профили зубьев зубчатых колес/А.С. Иванов, М.В. Фомин, М.М. Ермолаев [и др.]/// Вестник машиностроения, - Москва: - 2014. №12, -с. 9-12.
57. Иванов М.Н. Детали машин. Учебник/М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – Москва: «Высшая школа», - 2008. – 408 с.
58. Иосилевич Г.Б. Детали машин. Учебник/Г.Б. Иосилевич. – Москва: «Машиностроение», -1988. – 368 с.
59. Керимова Л.С. Разработка методов обеспечения качества функционирования машин и агрегатов, подвергаемых в эксплуатации периодическим повторным сборочно-разборочным и монтажно-демонтажным работам/Автореферат дисс., доктора техн. наук/- Баку, 2004. – 42 с.
60. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник/ В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков // - Москва: Машиностроение, - 1985. – 224 с.
61. Короткин В.И. Сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач/"/"Вестник машиностроения", Москва: -2016. № 9, - с. 38-44.
62. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлические и пневматические системы. Учебник/А.В.Лепешкин, А.А.Михайлин. –Москва: «Академия», -2004. -336 с.

63. Маньшин Ю. П. Проектирование технических систем с заданным уровнем надежности. Учебное пособие/Ю.П. Маньшин. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, -2013. -92 с.
64. Маньшин Ю.П., Маньшина Е.Ю. Приближенная оценка ресурса детали, обеспечивающая ее требуемый ресурс с заданной вероятностью безотказной работы// "Вестник машиностроения", Москва: -2017. № 12, -с. 20-24.
65. Меньшенин С.Е. Детали машин. Проектирование механических передач. Учебное пособие/С.Е.Меньшенин. – Саратов: Ай Пи Ар Медиа, -2020. – 308 с.
66. Мерзликина Н.В. Выбор параметров зубчатой передачи как исполнительного механизма универсального измельчителя сырья/Н.В. Мерзликина, В.С. Секацкий, В.А. Титов [и др.]/ "Вестник машиностроения", Москва: -2015. № 5, -с. 9-13.
67. Метильков С.А., Бережной С.Б. Прогнозирование ресурса цепных передач// "Вестник машиностроения", Москва: - 2014. № 3, с. 22-25.
68. Москаленко В.В. Электрический привод. Учебник/В.В. Москаленко. –Москва: Издательский центр «Академия», - 2007. -368 с.
69. Наджафов А.М., Абдуллаев А.И., Ахмедов Б.Б. Новый механический привод штанговых насосов для добычи нефти// "Вестник машиностроения", Москва: -2016. № 9, -с. 19-24.
70. Наджафов А. Поисковое конструирование механического привода штанговых насосов. Монография/А. Наджафов. - Saarbrücken/Germany: "Palmarium Academic Publishing", - 2013, 149 p.
71. Острейковский В.А. Теория надежности. Учебник/В.А. Острейковский. — Москва: «Высшая школа», - 2003. — 463 с.
72. Павлов И.В. Доверительные границы для показателей надежности системы с возрастающей функцией интенсивности отказов// «Проблемы машиностроения и надежности машин», Москва: -2017. № 2, с. 70-75.

73. Павлов И.В. Нижняя оценка надежности по результатам ускоренных испытаний// «Проблемы машиностроения и надежности машин», Москва: -2015. № 3, с. 80-86.
74. Петухов С. В., Кришьянис М.В. Электропривод промышленных установок. Учебное пособие/С. В. Петухов, М. В. Кришьянис. –Архангельск: С(А)ФУ, -2015. -303 с.
75. Пименов С.А. Методы и алгоритмы оценки показателей надежности конструкций с учетом внешних воздействий различной физической природы вероятностного характера:/Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук/- Нижний Новгород, 2019. – 377 с.
76. Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И. Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей// «Проблемы машиностроения и надежности машин», Москва: -2016. № 5, с. 81-87.
77. Поминов И.Н. Эскалаторы метрополитена. Устройство, обслуживание и ремонт. Монография/И.Н. Поминов. – Москва: «Транспорт», -1994. -320 с.
78. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. Учебник/ А.С. Проников. – Калуга: ГУП Облиздат, -2002. – 559 с.
79. Редукторы для станков качалки Ц2НШ-450, Ц2НШ-750, Ц2НШ-315, Ц2НШ-560: Электронный ресурс/URL: <https://aznefteximmash.fis.ru/product/7839668-reduktory-dlya-stankov-kachalki-c2nsh-450-c2nsh-750-c2nsh-315-c2nsh-560>
80. Решетов Д.Н. Надежность машин. Учебное пособие/Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. –Москва: «Высшая школа», -1988. -240 с.
81. Руденко С.П., Валько А.Л. Особенности расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость//«Вестник машиностроения», Москва: -2015. № 11, с. 5-11.

82. Румянцев Л.А. Анализ новых планетарных коробок передач// "Вестник машиностроения", Москва: -2015. № 5, с. 17-21.
83. Савоськин Н.Е. Надежность электрических систем. Учебное пособие// Н.Е. Савоськин. Пенза: Издательство ПГУ, - 2004. – 102 с.
84. Садыхов Г.С., Бабаев И.А. Расчет необходимого количества объектов для проведения циклических испытаний на надежность// «Проблемы машиностроения и надежности машин», Москва: -2016. № 3, с. 56-63.
85. Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В. Многопоточные зубчатые трансмиссии: Теория и методология проектирования. Учебное пособие/ П.Г. Сидоров, А.А. Пашин, А.В. Плясов. Москва: «Машиностроение», -2011. - 340 с.
86. Спицына И.О. Исследование долговечности узлов и деталей подъемно-транспортных машин циклического действия: / автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук. / Москва, 1973. – 40 с.
87. Стрекопытов В. В. Электрические передачи локомотивов. Учебник/ В.В. Стрекопытов, А.В. Грищенко, В.А. Кручек. Москва: «Маршрут», -2003. - 310 с.
88. Сугак Е. В. Надежность технических систем. Учебное пособие/ Е.В. Сугак, Н.В. Василенко, Г.Г. Назаров [и др.]. Красноярск: НИИ СУВПТ, -2001. - 608 с.
89. Труханов В.М. Надежность технических систем типа подвижных установок на этапе проектирования и испытания опытных образцов. Монография/ В.М. Труханов. Москва: «Машиностроение», -2003. - 320 с.
90. Труханов В.М. Модель формирования постепенных отказов// «Проблемы машиностроения и надежности машин», Москва: -2015. № 3, с. 77-79.
91. Устройства управления электродвигателями. Schneider electric.

92. Хайманн Б. Мехатроника: компоненты, методы, примеры. Учебное пособие/Б. Хайманн, В. Герт, К. Попп [и др.]. — Пер. с нем. — Под ред. О.В. Репецкого. — Новосибирск: Изд-во СО РАН, - 2010. — 602 с.
93. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Монография/С.А. Харитонов. — Москва: ООО «Издательство АСТ», -2003. -479 с.
94. Чалаби И. Г., Гасанов Ш. Г. Оценка надежности системы мотор-редуктор с учетом невосстанавливаемых отказов//“Maşınşünaslıq” jurnalı, - Bakı: - 2018. №1, s. 5 – 9.
95. Чалаби И.Г., Гашимов Р.Д., Юсубов Ш.Т. Оценка надежности системы муфта-редуктор с помощью марковской модели//«Maşınşünaslıq» jurnalı, - Bakı: - 2017. Cild 6, № 1, - s. 35-38.
96. Чалаби И.Г. Оценка надежности технических систем при постепенных отказах// Azərbaycan Ali Texniki Məktəblərinin xəbərləri, - Bakı: - 2014. № 6(94), - s. 35-40.
97. Чалаби И.Г. Оценка показателей надежности современных машиностроительных изделий//“Вестник машиностроения”, Москва: -2014. № 7, с. 54-56.
98. Чалаби И.Г. Системный вероятностный расчет резьбовых соединений машин и агрегатов://Диссертация на соискание уч. степ. к.т.н./- Баку. 1998. – 143 с.
99. Чалаби И.Г. Сравнительный анализ показателей долговечности элементов червячной передачи// “Məxanika-Maşınqayırma” jurnalı, Bakı: - 2011. №2, s. 29-32.
100. Чалаби И.Г. Функция распределения отказов для оценки показателей надежности современных механических систем//Вестник Севастопольского Национального Технического Университета: Серия - Механика, Энергетика, Экология. Севастополь: -2013, Выпуск 137, с. 289-293.

101. Чалаби И. Г., Гасанов Ш. Г. Оценка надежности системы мотор-редуктор с учетом невосстанавливаемых отказов//IX International correspondence scientific specialized conference «International scientific review of the technical sciences, mathematics and computer science», Boston, USA. February 12-13, 2019. pp. 58-66.
102. Чернилевский Д. В. Детали машин и основы конструирования: Учебник/Д.В.Чернилевский. Москва: «Машиностроение», -2013. -670 с.
103. Чигарев, А. В. Введение в мехатронику. Учебное пособие / А. В. Чигарев, К. Циммерманн, В. А. Чигарев. – Минск: БНТУ, - 2013. – 388 с.
104. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. Учебник/В.М. Шарипов. –Москва: «Машиностроение», - 2009. -752 с.
105. Шахбазов Э.К. Повышение надежности и эффективности эксплуатации насосных установок для цементирования скважин. Монография//Э.К. Шахбазов, С.К. Гаджиев, И.Д. Мусаев. – Баку: Эльм, - 1998. – 68 с.
106. Шахбазов Э. К. Научные основы и разработка практических методов повышения надежности нефтепромысловых передвижных установок/автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук/Баку, 1990. – 45 с.
107. Шишмарев В.Ю. Надежность технических систем. Учебник/В.Ю. Шишмарев. – Москва: Издательский центр «Академия», -2010. – 304 с.
108. Ютт В.Е. Электромобили и автомобили с комбинированной энергоустановкой. Расчет скоростных характеристик. Учебное пособие/В.Е. Ютт, В.И. Строганов. –Москва: МАДИ, -2016. -108 с.
109. Abdullayev A. I., Chalabi I.G. Estimation of the Reliability of the Gear–Mühərrik System Using a Markov Model//Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2020. Vol. 49, No. 2, pp. 129-136.

110. Ahmedov B.B. Calculation of toothed gear mechanisms in machines and assemblies considering the effect of lubricants/B.B.Ahmedov, A.H.Abdullayev, A.M.Najafov// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. No. 5/7 (95), p. 43 – 54.
111. Artobolevskiy, I.I. (1988). Teoriya mekhanizmov i mashin. Moskva: Nauka, - 640 s.
112. Bertsche B. Reliability in Automotive and Mechanical Engineering: Determination of Component and System Reliability/B. Bertsche. - Berlin, Heidelberg: Springer; - 2008, - 500 p.
113. Bian X., Li X., Zhu X. Study on random fracture and crack growth of gear tooth waist//Journal of Failure Analysis and Prevention. – 2018. Vol. 18, p. 121–129.
114. Bian T. Failure mode and effects analysis based on D numbers and TOPSIS/T. Bian, L. Yin, Y. Deng [et al.] //Quality and Reliability Engineering International. – 2018. - Vol. 34, Issue 4, p. 501 – 515.
115. Birolini A. Reliability Engineering: Theory and Practice/A. Birolini. - Berlin, Heidelberg: Springer; - 2017, - 651 p.
116. Celik H.K., Akinci I. Analytical and finite element method based stress analysis of rotary elements: case study for the motion transmission gears of a rotary drum mower//Journal of Failure Analysis and Prevention. -2016. Vol. 16, p. 293–301.
117. Chalabi I., Ahmedov B., Hajiyeu A. Comparative analysis of gears service life of mechanical drive for sucker-rod pumps//Oil Gas European Magazine. -2021. 47. Edition, Issue 1, p. 40-45. <https://doi.10.19225/210308>
118. Chalabi I. Comparative Service Life Analysis for Gears According to Different Failure Criteria//Journal of Failure Analysis and Prevention. 2020. p. 2137-2144. <https://doi.org/10.1007/s11668-020-01029-y>

119. Chalabi İ. A new lifetime distribution for reliability evaluation of modern machines and human-machine systems// “Maşınşünaslıq” jurnalı, - Bakı: - 2020. №1, s. 53 – 60.
120. Chernets M.V., Chernets Ju. M. Evaluation of the strength, wear, and durability of a corrected cylindrical involute gearing, with due regard for the tooth engagement conditions//Journal of Friction and Wear. -2016. Vol. 37, p. 71-77.
121. Fingerle A., Otto M., Stahl K. Definition of a coefficient to evaluate a moving contact pattern in planetary gearboxes //Forschung im Ingenieurwesen. -2020. URL: <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00405-2>
122. [https://izh-reduktor.ru/upload/uf/b5b/catalog\\_part1.pdf](https://izh-reduktor.ru/upload/uf/b5b/catalog_part1.pdf)
123. <https://docplayer.ru/90885524-Soderzhanie-str-vvedenie-2.html>
124. Jelaska D. Gears and gear drives. Handbook/D. Jelaska. – West Sussex: John Wiley & Sons Ltd., - 2012, - 466 p.
125. Kapur K.C. Reliability in Engineering Design/K.C. Kapur, L.R. Lamberson. - New York: John Wiley & Sons, -2009, - 608 p.
126. Khurmi R.S. Machine design/R.S. Khurmi, J.K. Gupta. - Ram Nagar, New Delhi: Eurasia Publishing House, - 2005, 1251 p.
127. Liu J., Zhang Y., Song B. Reliability and maintenance modelling for competing failures with intermission considered// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part O- Journal of Risk and Reliability. -2019. Vol. 233, issue 5, p. 898-907.
128. Mahto A.K., Dey S., Tripathi Y. M. Statistical inference on progressive-stress accelerated life testing for the logistic exponential distribution under progressive type-II censoring//Quality and Reliability Engineering International. – 2020. - Vol. 36, Issue 1, p. 112 – 124.
129. Moubray J. Reliability-centered maintenance/J. Moubray. - New York: Industrial Press, - 1997, - 423 p.



130. Naunheimer H. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Handbook/H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz [und a.]. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, -2011. 742 S.
131. Pantazopoulos G.A. Bending fatigue failure of a helical pinion bevel gear// Journal of Failure Analysis and Prevention. - 2015. Vol. 15, p. 219–226.
132. Paschold C. Efficiency and heat balance calculation of worm gears// C. Paschold, M. Sedlmair, T. Lohner. [u and.]. Forschung im Ingenieurwesen. -2020. -Nr. 84, -S. 115–125. URL: <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00390-1>
133. Qiu Q., Cui L., Kong D. Availability and maintenance modelling for a two-component system with dependent failures over a finite time horizon// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part O-Journal of Risk and Reliability. - 2019. Vol. 233, issue 2, p. 200-210.
134. Reliability-Centered Maintenance (RCM). Handbook/Published by direction of commander, naval sea systems command. – 2007. - 105 p. Downloaded from <http://www.everspec.com>.
135. Sarvestani E.S. Early detection of industrial-scale gear tooth surface pitting using vibration analysis/E.S. Sarvestani, M. Rezaeizadeh, E. Jomehzadeh// Journal of Failure Analysis and Prevention. – 2020. Vol. 20, p. 768–788.
136. Shafiee M., Sorensen J.D. Maintenance optimization and inspection planning of wind energy assets: Models, methods and strategies//Reliability Engineering and System Safety. – 2019. Vol. 192. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ress.2017.10.025>
137. Shatov M. M. Assessment of limiting estimated probability of failure, based on operating experience of classes of structures//Journal of Machinery Manufacture and Reliability. -2013. T. 42. No. 3. p. 240-243.
138. Takacs G. Sucker-Rod Pumping Handbook/G. Takacs. - Waltham, MA, USA: Elsevier Science, - 2015. – 598 p.
139. Trukhanov V.M., Kukhtik M.P. A technique of synthesing control actions to ensure a preset level of

- reliability//Journal of Machinery Manufacture and Reliability. - 2019. T. 48. No. 1. p. 43-53.
140. Trukhanov V.M. Methods for prolonging the service lives of expensive installations//Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2010. T. 39. № 3. p. 244-247.
  141. Trukhanov V.M. Prediction of the life of details, units, mechanisms, and the devices in general at the design stage //Journal of Machinery Manufacture and Reliability. -2013. T. 42. No. 3. p. 209-313.
  142. Vijayan V., Chaturvedi S.K., Chandra R. A failure interaction model for multicomponent repairable systems//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part O-Journal of Risk and Reliability. -2020. Vol. 234, issue 3, p. 470-486.
  143. Zhao X., Huang X., Sun J. Reliability modeling and maintenance optimization for the two-unit system with preset self-repairing mechanism// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part O-Journal of Risk and Reliability. - 2020. Vol. 234, issue 2, p. 221-234.
  144. Bertsche, B., Lechner, G. Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. Lehrbuch/B.Bertsche, G. Lechner. - Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, - 2004. - 495 S.
  145. Bertsche B. Zuverlässigkeit mechatronischer Systeme: Grundlagen und Bewertung in frühen Entwicklungsphasen. Lehrbuch/B. Bertsche, P. Göhner, U. Jensen. – Berlin Heidelberg: Springer Verlag, - 2009. – 464 S.
  146. Brinck P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr/Ph. D. thesis/- München: - TU München, - 1989. - 213 S.
  147. Decker K.-H. Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung. Lehrbuch/K.-H. Decker. - München Wien: Carl Hanser Verlag, - 2018. 677 S.
  148. DIN 31051 Grundlagen der Instandhaltung/Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth –Verlag, - 2012. 12 S.

149. DIN 3979: Zahnschäden an Zahnradgetrieben/Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth –Verlag, - 1979. 20 S.
150. DIN 3990: Teil 1. Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern: Einführung und allgemeine Einflussfaktoren/ Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth –Verlag, - 1987. 69 S.
151. DIN 3990: Teil 2. Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern: Berechnung der Grübchentragfähigkeit/ Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth –Verlag, -1987. 18 S.
152. DIN 3990: Teil 3. Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern: Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit/ Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth –Verlag, - 1987. 52 S.
153. DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen/ Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth-Verlag, - 2012. 68 S.
154. DIN 40041: Zuverlässigkeit-Begriffe/ Deutsches Institut für Normung. - Berlin, Köln: Beuth-Verlag, - 1990. 19 S.
155. Drewes J. Verkehrssicherheit im systemischen Kontext/Dissertation/- Braunschweig, Germany: Universität Braunschweig, 2009. – 180 S.
156. Engelke H.J. Dassault Systemes: SOLIDWORKS 2020. Getriebe-Baugruppen. Lehrbuch/H.J.Engelke. –Norderstedt: BoD-Books on Demand, -2020. - 314 S.
157. Gäng J. Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen/Dissertation/ - Stuttgart: Universität Stuttgart, IMA-Institutsbericht № 136, 2012. -133 S.
158. Gens W. Grundlagen des elektromühørrikanischen Antriebs. Lehrbuch/W. Gens. – Leipzig: Fachbuchverlag, -1983. 80 S.
159. Getriebemühørrik Kontra Mühørrikanbau über Kupplung. Elektropraktiker, Berlin 54 (2000) 12. S. 1082-1083. <https://www.elektropraktiker.de/ep-2000-12-1082->

160. Haibach, E. Betriebsfestigkeit-Verfahren und Daten zur Bauteilrechnung. Lehrbuch/E. Haibach. - Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, - 2006. 759 S.
161. Härtler, G. Statistik für Ausfalldaten: Modelle und Methoden für Zuverlässigkeitsuntersuchungen. Lehrbuch/G. Härtler. - Berlin Heidelberg: Springer-Spektrum, - 2016. 193 S.
162. Heilemann J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe/Dissertation// -München: TU München, -2005. – 139 S.
163. Jäger P. Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen/Dissertation/– Stuttgart: Universität Stuttgart, IMA-Institutsbericht № 121, 2007. -109 S.
164. Konnov A. Zuverlässigkeitsberechnung und vorbeugende Wartung von komplexen Systemen mittels modifizierter Markov-Methode/Dissertation/– Karlsruhe: Universität Karlsruhe, 2007. -170 S.
165. Meyna A. Zuverlässigkeitstechnik: Quantitative Bewertungsverfahren. Taschenbuch/A. Meyna, B. Pauli. - München, Wien: Carl Hanser Verlag, -2010. - 696 S.
166. Monz A. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten/Dissertation// - München: TU München, - 2012. – 222 S.
167. Naunheimer H. Fahrzeuggetriebe. Lehrbuch/H. Naunheimer, B. Bertsche, G. Lechner. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, -2007. 710 S.
168. Niemann G. Maschinenelemente. Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. Lehrbuch/G. Niemann, H. Winter. - Berlin - Heidelberg: Springer-Verlag, - 2003. 376 S.
169. Norgauer P. Experimentelle Ermittlung der Ölströmung in tauchgeschmierten Schneckengetrieben//P. Norgauer, L.

- Grunewald, L. Priester. Forschung im Ingenieurwesen. -2020. Nr. 84, S. 141–150. URL: <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00393-3>
170. Rank, B. Versuche zur Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben: Untersuchungen an Zylinder-Schneckengetrieben - Grübchenbildung, Verschleiß/B. Rank. – München: TU München. FVA-Forschungsvorhaben 12/IV. Heft 494, -1996. 286 S.
  171. Rieker T. Modellierung der Zuverlässigkeit technischer Systeme mit stochastischen Netzverfahren/Dissertation/– Stuttgart: Universität Stuttgart, IMA-Institutsbericht № 185, 2018. -153 S.
  172. Schedl U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehalteter Zahnräder/Dissertation/-München: TU München, -1998. – 155 S.
  173. Schenk M. Adaptives Prüfstandsverhalten in der PKW-Antriebstrangerprobung /Dissertation/– Stuttgart: Universität Stuttgart, IMA-Institutsbericht № 169, 2017. -148 S.
  174. Schlottmann D. Auslegung von Konstruktionselementen: Sicherheit, Lebensdauer und Zuverlässigkeit im Maschinenbau. Lehrbuch/D. Schlottmann, H. Schnegas. – Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, - 2016. – 237 S.
  175. Sigmund W. Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild /Dissertation// - München: TU München, - 2015. – 188 S.
  176. Storm R. Wahrscheinlichkeitrechnung, mathematische Statistik und statistische Qualitätskontrolle. Fachbuch/R. Storm. – Leipzig: Fachbuchverlag – 2001. 424 S.
  177. Strunz M. Instandhaltung: Grundlagen – Strategien – Werkstätten. Lehrbuch/M. Strunz. - Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, - 2012. 713 S.
  178. Stumpp J. Grundlagen Drehstrommaschinen. Arbeitsbuch/J. Stumpp. –Denkendorf: Festo Didactic GmbH & Co. KG, - 2011. 46 S.

179. Thiele R. Schneckenrad-Tragfähigkeit: Zahnfuß-Tragfähigkeits-berechnung für Schneckenräder auf Basis des Zahnfußschädigungs-konzeptes/Abschlussbericht/R. Thiele. Chemnitz: TU Chemnitz, Forschungs-vorhaben Nr. 375, Heft 784, 2006. -159 S.
180. Tschalabi I., Bertsche B. Untersuchung der Konstruktionsmethode Arbeitsflankenwechsel der Zähne zur Lebensdauer- und Zuverlässigkeitserhöhung von Industriegetrieben//23. Konferenz Technische Zuverlässigkeit. – Stuttgart, Germany: 22-23 März, - 2007, S. 339-347.
181. Tschalabi I., Jäger P. Systematische Sicherheits- und Zuverlässigkeitsanalyse für Schraubenverbindungen//Konstruktion. -2005. Nr.1-2, S. 59-64.
182. Tschalabi I. Lebensdauererhöhung von Schneckengetrieben durch Flankenwechsel der Radzähne/I. Tshalabi, E. Leidich, J. Reißmann //Antriebstechnik-ANT Jurnal. -2012. Nr. 12, S. 14-17.
183. Tschalabi I. Lebensdauererhöhung von Zahnradgetrieben durch Aktivierung der Rückflanke//Antriebstechnik. -2008. Nr. 3, S. 48-51
184. Tschalabi I. Lebensdauerverteilung zur Beschreibung des Ausfallverhaltens von elektronischen Geräten und komplexen Bauteilen//22 Konferenz Technische Zuverlässigkeit. - Stuttgart, Germany: 7-8 April, - 2005, S. 259-270.
185. Tschalabi I. Vergleichsmäßige Lebensdauerbewertung für hochbelastete Kegelradgetriebe nach unterschiedlichen Ausfallkriterien// Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2007. – Dresden, Germany: 5-6 Dezember, -2007, S. 147–159.
186. Tschalabi I. Zuverlässigkeitsanalyse für technische Systeme unter Berücksichtigung der behebbaren und nicht behebbaren Ausfälle// Forschung im Ingenieurwesen. – 2020. Volume 84, Nr. 1, S. 47-54. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00388-9>
187. Tschalabi I. Zuverlässigkeitsanalyse für reparierbare Systeme unter Berücksichtigung der nicht behebbaren Ausfälle//

- 29 Konferenz Technische Zuverlässigkeit. – Stuttgart, Germany: 7-8 Mai, - 2019, S. 73-84.
188. Weisel C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild /Dissertation// - München: TU München, - 2009. – 187 S.
189. Willmerding G. Ein durchgängiges Antriebsstrangsimulationssystem im Entwicklungs- und Optimierungsprozess von Automatikgetrieben/G. Willmerding, J. Häckh, T. Körner//Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II. – 2003. Band 22. S. 266-292.
190. Zahnradgetriebe: Grundlagen. In <https://docplayer.org/68141260-Zahnradgetriebe-Grundlagen.html>. 2005. - 68 S.

## İXTİSARLAR VƏ ŞƏRTİ İŞARƏLƏR

FMEA - Failure Mode and Effects Analysis (İmtinaların Növünün və Nəticələrinin Analizi);

FTA - Fault Tree Analysis (İmtinalar ağacı analizi);

$R(t)$  – imtinasız işləmə ehtimalı;

$F(t)$  – imtinaların baş vermə ehtimalı;

$f(t)$  – imtinaların paylanma sıxlığı, 1/saat;

$\lambda(t)$  – imtinalar intensivliyi, 1/saat;

$T_{or}$  – imtinaya qədər orta iş həcmi, saat;

$K_h$  – hazırlıq əmsalı;

$\mu(t)$  – bərpaolunma intensivliyi, 1/saat;

$t$  – istismar müddəti, saat;

$t_0$  – ilk imtinaya qədər olan orta müddət;

$N_0$  – istismara daxil olan qurğular sayı;

$T$  – xarakterik uzunömürlülük, saat;

$\sigma_F$  – dəyişən əyilmə gərginliklərinin amplitudu,  $N/mm^2$ ;

$\sigma_H$  – dəyişən kontakt gərginliklərinin amplitudu,  $N/mm^2$ ;

$\sigma_{FD}$ ,  $\sigma_{Flim}$  – dişlərin əyilmədə dğzümlülük həddi,  $N/mm^2$ ;

$\sigma_{HD}$ ,  $\sigma_{Hlim}$  – dişlərin kontakt dözümlülüüyü həddi,  $N/mm^2$ ;

$N_F$  – imtinaya qədər əyilmə gərginlikləri tsiklllərinin sayı;

$N_H$  – imtinaya qədər kontakt gərginlikləri tsiklllərinin sayı;

$N_{FD}$  – əyilmə dözümlüyü həddinə uyğun gələn baza tsikllər sayı;

$N_{HD}$  – kontakt dözümlüyü həddinə uyğun gələn baza tsikllər sayı;

$K_{FH}$  – uzunömürlülük nisbəti;

$a_w$  – mərkəzlərarası məsafə, mm;

$b_w$  – dişli çarxın işçi eni;

$u$  – ötürmə ədədi;

$V$  – çevrəvi sürət, m/san.;

$F_t$  – çevrəvi qüvvə, N;

$F_a$  – oxboyu qüvvə, N;

$T_1$  – aparan valda fırlanma momenti, Nm;

$T_2$  – aparılan valda fırlanma momenti, Nm;

$\Psi_{ba}$  – mərkəzlərarası məsafəyə görə dişli çarxın en əmsalı;

$m$  – dişin ilişmə modulu, mm;

$m_n$  – normal ilişmə modulu, mm;

$k$  – Vöhler əyrisinin maillik eksponenti;