



ISSN 2521-6376

Volume 5  
Number 1  
**2021**

# Journal of Baku Engineering University

MECHANICAL  
AND INDUSTRIAL  
ENGINEERING

Journal is published twice a year  
*Number-1. June, Number-2. December*

*An International Journal*

<http://journal.beu.edu.az>

## Founder

*Havar Mammadov*

## Editor-in-chief

*Huseyn Mirzeyev*

## Co - Editor

*Osman Mirzeyev, Vuqar Muradov*

## Editorial advisory board

*Anrulla Agamaliyev (Baku State University, Azerbaijan)*  
*Anatoliy Palmov (Sank- Petersburg Technical University, Russia)*  
*Igor Kiyko (Moscow State University, Russia)*  
*Ismail Fidan (USA, Tennessee, Technical University )*  
*Gelani Panahov (National Academy of Science, Azerbaijan)*  
*Garib Murshudov (York Akademy,UK, London)*

*Hamed Sari-Sarraf (Texas Technik University,USA )*  
*Mugammet Mehdiyev (Baku State University, Azerbaijan)*  
*Suleyman Karadeniz (Turkey , 9 Eylul University)*  
*Remzi Varal (Suleyman Demirel University, Turkey)*  
*Vladimir Gudramovic (Dnepropetrovsk State University, Ukraine)*  
*Vagif Mirsalimov (Azerbaijan Technical University, Azerbaijan)*

## International Advisory board

*Abdullah Sofiyev (Suleyman Demirel University, Turkey)*  
*Abusamat Abusattarov (Uzbekistan, Tashkent State University)*  
*Ertugrul Durak (Turkey, Suleyman Demirel University)*  
*Fatih Oncul (USA, Sothern Polytechic State University)*  
*Fuad Latifov (Azerbaijan, National Academy of Science)*  
*Latif Talibli (Azerbaijan, Azerbaijan National Aviation Academy)*  
*Musa Ilyasov (Azerbaijan, Azerbaijan National Aviation Academy)*  
*Mustafa Toparli (Turkey, Dokuz Eylul University)*  
*Nariman Rasulov (Azerbaijan, Azerbaijan Technical University)*  
*Nikolay Leontyev (Russia, Moscow State University of Civil Engineering)*  
*Rudolf Berqman (Israel, Tel-Aviv University)*

*Shakir Mammadov (Azerbaijan, Azerbaijan University of Architecture and Construction)*  
*Sunkay Akbarov (Yildiz Technical University, Turkey)*  
*Tarik Chakar (Turkey, Sakarya University)*  
*Telman Alimjanov (Kazakistan, Alma-Ata State University)*  
*Ugurlu Nadirov (Azerbaijan, Azerbaijan Technical University)*  
*Vagif Hacıyev (Azerbaijan, National Academy of Science)*  
*Vitali Paymushin (Tataristan, Kazan Aviation Academy)*  
*Vladimir Gudramovich (Ukraine, Dnepropetrovsk State University)*  
*Vladimir Starovoytov (Belarus, Minsk State University)*  
*Yuri Konoplyov (Tataristan, Kazan State University)*  
*Ziraddin Mammadov (Turkey, Harran University)*

## Executive Editors

*Shafag Alizade*

## Assistant Editors

*Parviz Hasanov*  
*Gulnara Akhverdiyeva*

## Design

*Ilham Aliyev*

## Contact address

*Journal of Baku Engineering University*  
*AZ0102, Khirdalan city, Hasan Aliyev str. 120, Absheron, Baku, Azerbaijan*

**Tel:** 00 994 12 - 349 99 66/78    **Fax:** 00 994 12 349-99-90/91

**e-mail:** [journal@beu.edu.az](mailto:journal@beu.edu.az)

**web:** <http://journal.beu.edu.az>

**facebook:** [Journal Of Baku Engineering University](https://www.facebook.com/Journal-Of-Baku-Engineering-University)

Copyright © Baku Engineering University

ISSN 2521-6376

ISSN 2521-6376



# **Journal of Baku Engineering University**

**MECHANICAL AND  
INDUSTRIAL ENGINEERING**

**Baku - AZERBAIJAN**

# Journal of Baku Engineering University

## MECHANICAL AND INDUSTRIAL ENGINEERING

2021. Volume 5, Number 1

### CONTENTS

<b>MAYELƏRİN BORUDA HƏRƏKƏTİ ZAMANI HİDRAVLİK MÜQAVİMƏT ƏMSALININ NƏZƏRİ TƏDQIQI</b>	
<i>Asif Quliyev</i> _____	3
<b>NEFT-MƏDƏN AVADANLIQLARINDA YARANAN İMTİNALARIN TƏHLİLİ</b>	
<i>Mirzəyev O.H.</i> _____	9
<b>DAXİLİ YANMA MÜHƏRRİKLƏRİNDƏ TƏTBİQ OLUNAN KLAPANLARI İDARƏETMƏ MEXANİZMİNİN TRİBOLOJİ ANALİZİ</b>	
<i>Şirzadov Fərhad Məhəmməd oğlu, Sahib Mütəllibov Asif oğlu</i> _____	20
<b>ROBOT MANİPULYATORLARIN TUTQCININ DİNAMİK QÜVVƏLƏR ANALİZİ</b>	
<i>Süleyman Soltanov</i> _____	27
<b>TERMİKİ EMAL PROSESİ İLƏ POLADLARDA BAŞ VERƏN PROSESLƏRİN ARAŞDIRILMASI</b>	
<i>Vurğun Qəhrəmanov</i> _____	35
<b>İKİTƏSİRLİ PORŞENLİ KOMPRESSORLARIN DİNAMİK ANALİZİNƏ DAİR</b>	
<i>Valeh Baxşəli, Nail Mərdanov, Aygün Bəkirova</i> _____	40
<b>QORUYUCU KONSTRUKSİYALARIN SƏS İZOLYASİYASINA NƏZARƏT</b>	
<i>Maarif Zabıt Oğlu Yusifov</i> _____	46

UOT 621.01

## MAYELƏRİN BORUDA HƏRƏKƏTİ ZAMANI HİDRAVLİK MÜQAVİMƏT ƏMSALININ NƏZƏRİ TƏDQIQI

ASİF QULİYEV

Bakı Mühəndislik Universiteti, "Mexanika mühəndisliyi" kafedrası"

asquliyev@beu.edu.az

### XÜLASƏ

Məqalədə hidravlik müqavimət əmsalının nəzəri tədqiqi ilə əlaqdar müxtəlif tədqiqatçılar tərəfindən alınmış nəzəri düsturlar verilmişdir. Çox zaman nəzəri cəhətdən çıxarılmış ifadələr praktiki hesablamalarda müəyyən səpmalara səbəb olur. Bu nəticələr də öz növbəsində enerji mənbəyinin düzgün seçilməsində müəyyən problemlər törədir. Ona görə də bir qayda olaraq hidravlik müqavimət əmsallarının düsturlarını təcrübi qiymətlər əsasında alınmış ifadələrdən istifadə etməklə empirik düsturlar çıxarırlar. Boru kəmərlərinin hidravlik layihələndirilməsi və hesablanması zamanı hidravlik müqavimət əmsallarının qiymətlərinin məlum olması optimal parametrlərə malik nasosun seçilməsi üçün mühüm iqtisadi və ekoloji əhəmiyyət kəsb edir.

**Açar sözlər:** işçi mayelər, boru kəməri, hidravlik müqavimət, sürtgü yağları, nasos.

### THEORETICAL STUDY OF THE COEFFICIENT OF HYDRAULIC RESISTANCE DURING LIQUID MOVEMENT IN PIPES

#### ABSTRACT

The article presents the theoretical formulas obtained by various researchers in connection with the theoretical study of the coefficient of hydraulic resistance. Theoretically derived expressions often lead to certain deviations in practical calculations. These results, in turn, create certain problems in choosing the right energy source. Therefore, as a rule, formulas for hydraulic resistance coefficients are derived empirically using expressions obtained on the basis of experimental values. Knowledge of the values of the coefficients of hydraulic resistance in hydraulic design and calculation of pipelines is of great economic and environmental importance for choosing a pump with optimal parameters.

**Key words:** working fluids, pipeline, hydraulic resistance, lubricating oils, pump.

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ

#### РЕЗЮМЕ

В статье представлены теоретические формулы, полученные различными исследователями в связи с теоретическим изучением коэффициента гидравлического сопротивления. Часто теоретически выведенные выражения приводят к определенным отклонениям в практических расчетах. Эти результаты, в свою очередь, создают определенные проблемы при выборе правильного источника энергии. Поэтому, как правило, формулы коэффициентов гидравлического сопротивления выводятся опытным путем с использованием выражений, полученных на основе экспериментальных значений. Знание значений коэффициентов гидравлического сопротивления при гидравлическом проектировании и расчете трубопроводов имеет большое экономическое и экологическое значение для выбора насоса с оптимальными параметрами.

**Ключевые слова:** рабочие жидкости, трубопровод, гидравлическое сопротивление, смазочные масла, насос.

## 1. Giriş

Texniki qurğularda mayelərin müxtəlif hallar üçün nəqlində çox vaxt boru kəmərlərinin (məsələn, su kəməri boruları, yanacaq boruları, neft boruları, qaz xətləri, yağ kəmərləri, soyutma sistemləri və s.) hidravlik hesablanması əsas məsələlərdən biri hesab olunur. Maye və qazların

nəqli zamanı boru kəmərlərində sürtünmə qüvvəsinin təsirindən hidravlik itkilərin yaranması müşahidə olunur. Bu itkilər təzyiq düşkünləri ilə xarakterizə olunurlar.

Boru kəmərlərində mayenin hərəkəti həm laminar (məsələn, cox özlü mayelər, texniki yağlar və s.) , həm də turbulent rejimli ola bilər. Onun üçün də borularda mayenin hər iki rejimdə hərəkət etməsi nəzərdən keçirilir.

Su – neft , sürtgü yağları nəql edilən boru kəmərlərində və açıq kanallarda , mayenin hərəkəti əksər hallarda bərabər sürətli olur; yəni mayenin hərəkəti elə qərarlaşmış olur ki, canlı kəsiklər, axının orta sürəti və axın boyunca olan dərinliklər sabit qalır.

Dairəvi silindrik boruda özlü mayenin laminar rejimli hərəkətində, mayenin ayrı-ayrı şırnaqları bir-birinə paralel olaraq hərəkət edir [1,2].

Borunun divarı ətrafında yapışmış hərəkətsiz maye hissəciklərində maye hissəciklərində maye hərəkətinin sürəti bilavasitə divar boyunca sıfıra bərabərdir. Hərəkət edən birinci sərhəd təbəqəsi yapışmış hissəciklər ilə örtülmüş divar üzrə sürüşəcəkdir.

Qeyd etmək lazımdır ki, mayenin sürtünmə qüvvəsinin gərginliyi aşağıdakı asılılıqla təyin edilir:

$$T = -\eta \frac{du}{dh} \quad (1)$$

Düsturdakı mənfi işarəsi,  $h$ -in artması ilə  $u$  sürətinin azalmasını göstərir.

Burada, bərabərsürətli hərəkətin aşağıdakı əsas tənliyindən istifadə etmək olar:

$$\sigma = \rho g R_h i \quad (2)$$

$R_h$  hidravlik radius, borunun  $r$  radiusu ilə əvəz edilir:

$$R_h = \frac{d}{4} = \frac{r}{2} \quad (3)$$

(3) ifadəsini (2)-də nəzərə alsaq, onda

$$\sigma = \frac{\rho g r i}{2} \quad (4)$$

(1) və (4) ifadələrinin sağ tərəflərinin bərabərliyini götürsək alarıq,

$$\frac{\rho g r i}{2} = -\eta \frac{du}{dh} \quad (5)$$

(5) asılılığı radiusu  $r$  olan borunun divarında sürtünmə qiymətinin təyin edilməsində tətbiq oluna bilər.

Laminar hərəkətdə  $\lambda$  müqavimət əmsalının ifadələri nəzərə alınmışdır. Turbulent rejimli hərəkətdə isə laminar hərəkətdən fərqli olaraq hesablama düsturlarını almaq üçün təcrübədə əldə edilən ədədlərə əsaslandırılır.

$\lambda$  əmsalının müasir tədqiqi praktiki və nəzəri halların birləşməsindən ibarətdir ki, bu da təcrübəyə əsaslanmış əvvəlki işlərdən yalnız bununla fərqlənir.

## 2. Tədqiqatın məqsədi:

270 ildən artıqdır ki, alimlər boru kəmərlərində hidravlik müqavimətlərin tədqiqi ilə məşğuldur. İlk təcrübələr 1732-ci ildə fransız alimi Kupple tərəfindən aparılmışdır.

Xarici alimlərin işlərindən Karmanın, L.Prantilin, İ.Nikuradzenin, Kolbrukun, Uaytın, A.D.Altşulun, Millerin və s. işlərini qeyd etmək olar. Bu problemin həllinin çətinliyi, ümumiyyətlə, turbulent axında və xüsusi boru kəmərlərində proseslərin mürəkkəb olmasıdır[3,4,5,6,7].

Mühəndis işlərində müxtəlif en kəsikli (dairəvi, həlqəvi, ovalvari, düzbucaqlı və s.) boru işləri işlədilir. Bu boru kəmərlərinin divarlarının səthi müxtəlif, kələ-kötürlüyü mürəkkəb və cürbəcür olur. Səthləri müxtəlif şəkildə çıxıntılarla örtülür. Çox vaxt hamar və silindrik adlanan şüşə boru divarları da dalğavarı olur. Bundan başqa, boru kəmərlərinin kələ-kötürlük xarakteri istismar olunma şəraitindən asılı olaraq dəyişilir; bu dəyişiklikləri də əvvəlcədən nəzərə almaq olmaz. Məsələn, qaz kəmərlərində elə hallara təsadüf etmək olar ki, istismar prosesində boru kəmərlərindəki kələ-kötürlük olduqca azalır .

Boru kəmərlərinin hidravlik müqavimətlərinin tədqiq edilməsinin müasir praktiki işlərini iki qrupa bölmək olar: birinci qrupa süni kələ-kötürlü, ikinci qrupa təbii kələ-kötürlü boru kəmərlərində  $\lambda$  əmsalinin təyin edilməsi üçün aparılmış tədqiqatlar daxildir.

Süni kələ-kötürlü borunun daxili divarları əvvəlcə lakla örtülür, sonra müəyyən dənəli qum ilə (orta diametrlili) doldurulur; onda divarla yapışan bircinsli təbəqə alınır. Bundan sonra səth yenidən lakla örtülüb qurudulur.

Nisbi kələ-kötürlük  $\varepsilon = \Delta/d$  nisbəti ilə xarakterizə olunur. Belə bircinsli süni kələ-kötürlük dənəli kələ-kötürlük adlanır.

İkinci qrupa natural kələ-kötür səthli sənaye boru kəmərlərinin tədqiqatı aiddir. Hal-hazırda sənaye boru kəmərlərinin kələ-kötürlüyü, onların eyni ölçülü və müəyyən şərtlərdə (yəni eyni  $Re$  ədədində və sərlərdə) xüsusi enerji itgiləri bərabər olan  $\Delta$  ekvivalent kələ-kötürlük kəmiyyəti ilə xarakterizə olunur.

Turbulent hərəkət sahəsinə keçdikdə  $\lambda$  əmsalinin ədədinə və  $\Delta/d$  kələ-kötürlüyə olan təsir xarakteri dəyişilir. Borularda  $\lambda$  əmsalinin praktiki tədqiq edilməsi ayrılıqda öz qanunları ilə xarakterizə olunan beş müxtəlif sərhədin olmasını göstərir.

Birinci sərhəd laminar hərəkət sərhədi, ikinci sərhəd turbulent hərəkətdən laminar hərəkətə keçən sərhəd, üçüncü sərhəd hamar borularda turbulent hərəkət sərhədi və hamar borulardakı müqavimət kimi müqaviməti olan kələ-kötürlü borularda hərəkət (hidravliki hamar borular) sərhədi, dördüncü sərhəd  $\lambda$  əmsalına  $Re$  ədədi və kələ-kötürlü borularda  $\Delta/d$  kələ-kötürlüyü təsir edən turbulent hərəkətin ümumi sərhədi ; beşinci, kvadratlı və ya avtomodelli sərhəddir.  $\lambda$  əmsalına praktiki olaraq yalnız kələ-kötürlü borularda  $\Delta/d$  kələ-kötürlüyə təsir göstərən hərəkət sərhədidir.

Hidravlik hesablamalarda, maye hərəkətinin müxtəlif rejimlərində  $\lambda$  əmsalını təyin etmək üçün bir çox empirik və praktik ifadələr verilmişdir. Dairəvi borularda mayenin bərabərsürətli laminar rejimli hərəkətində ( $Re \leq 2320$ )

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

kvadrat borular üçün :

$$\lambda = \frac{56.9}{Re} \quad (7)$$

Turbulent axınlarda ( $Re \leq 100000$  qiymətlərdə) Blazius düsturu:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (8)$$

$Re > 100000$  olarsa, hamar borularda P.K.Konakovun  $Re$  -nin dəyişmə sərhəddindən asılı olmayan və əlverişli hesab edilən düsturlardan

$$\lambda_h = \frac{1}{(1.8 \lg Re - 1.52)^2} \quad (9)$$

istifadə olunur. Yuxarıdakı düsturlardan görünür ki,  $Re$  - nin qiymətinin artması ilə  $\lambda$  azalır. Lakin bu azalma laminar rejimdəkinə nisbətən cüzdür. Buna səbəb turbulent axında özlülüyün hidravlik müqavimətlərə təsirinin laminardakından az olmasıdır.

İ. Nikuradzenin düsturları: hidravlik hamar borular üçün

$$\lambda_h = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (10)$$

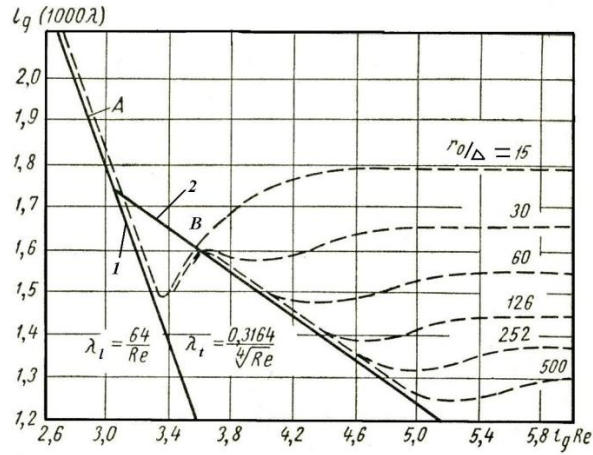
Hamar borularda  $\lambda_t$  əmsalına yalnız Reynolds ədədi təsir göstərirdisə, kələ-kötür borularda  $\lambda_t$   $Re$ -dən başqa, borunun kələ-kötürlüyündən də asılı olur. Burada nisbi kələ-kötürlüyün təsiri nəzərə alınır. Nisbi kələ-kötürlüyün müqavimətə təsiri kiçik diametrlı borularda daha çoxdur. Bərabər paylanmış dənəli kələ-kötür borularda

$$\lambda_t = f\left(Re, \frac{r}{\Delta}\right)$$

Bu amillərin borunun müqavimətinə təsiri Hikuradzenin apardığı təcrübələrə əsasən qurulmuş əyrilərdən aydın görünür (şəkil 1.) Nikuradze müxtəlif nisbi dənəvər kələ-kötür borularda

$\left(\frac{r_0}{\Delta} = 15 \div 500\right) Re = 500 \div 10^6$  qiymətlərində təcrübə aparmışdır. Təcrübənin nəticələrinə görə  $\lg(100 \lambda)$  və  $\lg Re$  arasında asılılıq əyriləri qurulmuşdur.





Şəkil1. Süni kələ-kötür borular üçün  $\lg(1000\lambda)$ -nın  $\lg Re$  -dən asılılığı

Şəkil 1-də 1 və 2 (A,B) maili düz xətləri hamar borulara, yəni (6) və (7) düsturlarına aiddir. Loqarifmlədikdən və 1000-ə vurduqdan sonra düz xəttin tənliyini alırıq.

$$\lg(1000\lambda_1) = \lg 64000 - \lg Re$$

$$\lg(1000\lambda_2) = \lg 316.4 - \frac{1}{4} \lg Re$$

Qırıq-qırıq göstərilmiş əyrilər müxtəlif nisbi kələ-kötür borulara aiddir. Qurulmuş əyrinin xarakterinə əsasən belə nəticəyə gəlmək olar:

### 3. Alınan nəticələr:

1) laminar rejimdə müqavimətlər kələ-kötürlükdən asılı olmur. Müxtəlif nisbi kələ-kötür boruların nəticələri də 1 xəttinin üzərinə düşür. Burada  $\lambda_1 = f(Re)$  olur.

2) nöqtəli əyrilər 1 düz xəttindən eyni  $Re$ -də ayrıldığından belə nəticə çıxarmaq olar ki,  $Re$ -nin böhran qiyməti paktiki olaraq kələ-kötürlükdən asılı deyildir.

3) turbulent axın hissəsində  $Re$  və  $\frac{r_0}{\Delta}$ -nın kiçik qiymətlərində kələ-kötürlük müqavimətə təsir etmir. Müəyyən hissədə nöqtəli əyrilər 2 düz xəttinin üzərinə düşür. Odur ki, burada  $\lambda_2 = f(Re)$ . Lakin  $Re$ -nin qiymətinin artması ilə  $\Delta$  müqavimətə təsir göstərdiyindən kələ-kötür borular üçün olan əyri 2 düz xəttindən ayrılır və bu hissələr  $\lambda_2 = f\left(Re, \frac{r_0}{\Delta}\right)$  olur.

4)  $Re$ -nin və nisbi kələ-kötürlüyün böyük qiymətlərində müqavimətlər  $Re$ -dən asılı olmur və müxtəlif  $\frac{r_0}{\Delta}$  üçün sabit qalır. Bu əyrilərin üfiqi oxa paralel hissəsinə aiddir.

$Re > 1000000$  olduqda tamam kələ-kötür borular üçün:

$$\lambda_{k.k} = \frac{1}{(1.74 + 2 \lg \varepsilon)^2} \quad (11)$$

burada  $\varepsilon = \Delta/d$  nisbi kələ-kötürlük əmsəlidir.

Turbulent hərəkətdən laminar hərəkətə keçid sərhədi hidravlik müqavimətin çox mürəkkəb qanunları ilə xarakterizə olunur bu sərhəd üçün  $\lambda$  əmsalının qiyməti N.Z. Frenkelin tədqiqatlarına əsasən aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$\lambda = \frac{2.7}{\text{Re}^{0.53}} \quad (12)$$

Hamar və kələ-kötür sənaye borularında turbulent hərəkət üçün N.Z. Frenkelin düsturu aşağıdakı kimidir:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\Delta}{3.7d} + \left( \frac{6.81}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right] \quad (13)$$

Hamar borularda və ya kələ-kötürlüyün az təsiri nəticəsində düsturda  $\frac{\Delta}{3.7d}$  həddi  $\left( \frac{6.81}{\text{Re}} \right)^{0.9}$  həddi ilə müqayisə edildikdə düstur aşağıdakı şəkli alır:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8 \lg \left( \frac{\text{Re}}{6.81} \right) \quad (14)$$

İkinci həddin kiçik təsirində, əsas düstur kvadratik rejim düsturuna çevrilir:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{3.7d}{\pi} \quad (15)$$

Bu halda hərəkət reimi müqavimətin kvadrat qanununa uyğun olur. Bu qanunda  $\lambda$  – nın  $Re$  ədədindən asılı olmamasında xüsusi enerji itkisi, orta sürətin kvadratı ilə mütənasibdir.

Bu rejimlər avtomodelli adlanır, çünki bunlarda  $\frac{\Delta}{d}$  - nin sabitliyində  $Re$  –dən asılı olmayaraq  $\lambda$  –nın eyni qiyməti alınacaqdır. Kələ-kötürlüyün praktiki təyin edilməsində (13) düsturundan istifadə oluna bilər. Bir sıra alimlərin A.D.Altşul, İ.B.İsayev, Q.K.Filonenko, F.A.Şevelyev [8,9, 10,11,12]. və başqaları hamar boruların hesablanması üçün (14)düsturuna uyğun bir sıra düsturlar vermişlər.

Turbulent rejimdə, kələ-kötür borularda mayenin hərəkətində  $\lambda$  əmsalı bu düsturla təyin oluna bilər:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left( \lg \frac{3.7d}{\Delta} \right)^2} \quad (16)$$

burada  $d$  – borunun daxili diametridir;

$\Delta$  - orta mütləq kələ-kötürlük adlanan, boruların divarlarındakı çıxıntıların orta mütləq hüdürlüyüdür.

Təxmini hesablamalarda mütləq kələ-kötürlüyün aşağıdakı qiymətləri verilir (mm):

Təzə polad borular üçün  $0.1 \div 0.2$

Az korroziyalı polad borular üçün  $0.2 \div 0.3$

Təzə çuğun borular üçün  $0.1 \div 0.8$

Köhnə polad borular üçün  $0.5 \div 2.0$

Hazırda ən çox işlənən və hidravlik hesablamalarda tətbiq olunan düsturlardan biri də N.N.Pavlovskinin düsturudur.

Təcrübələr göstərir ki, dairəvi borularda turbulent hərəkət zamanı enerji itkisi düsturlatından boru kəmərinin bütün kəsiklərində istifadə etmək olar. Ancaq borunun dairəsi olmayan kəsiklərində bu düsturlardan istifadə edildikdə, Reynolds ədədini təyin etdikdə borunun diametrini hidravlik radius ilə əvəz etmək lazımdır.

Bu halda düstur aşağıdakı kimi yazılır:

$$h_l = \lambda \frac{l}{4R_h} \cdot \frac{g^2}{2g}$$

hamar borular üçün

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8 \lg \text{Re} - 0.416 \text{Re} = \frac{9R_h}{\lambda} \quad (17)$$

universal düstur

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\Delta}{14.8R_h} + \left( \frac{1.7}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right] \quad (18)$$

Axının turbulent halının bütün sahələri üçün hazırda Kolbrukun və Uaytın universal düsturundan istifadə olunur [17,18].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{k_e}{3.7d} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (19)$$

burada,  $k_e$  – ekvivalent kələ-kötürlükdür və onun qiymətləri uyğun cədvəllərdə verilir.

Hidravliki hamar zona oblastında turbulent rejimli hərəkət mühitində fərqli olub, praktiki hesabatlarda geniş istifadə olunan Prandtlin müqavimət qanunu hesab olunur. Yəni, hidravlik müqavimət əmsalı qeyri-müəyyən formada Prandtlin düsturuna daxil olur [13,14,15].:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.0 \lg \left( \text{Re} \sqrt{\lambda} \right) + 0.4 \quad (20)$$

Keçid zonasında Kolbruq və Uayt müqavimət qanunu üçün aşağıdakı düsturu təklif etmişlər:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.74 - 2.0 \lg \left( \frac{\Delta}{r} + \frac{4.68}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (21) \quad \text{burada, } r = \frac{d}{2} - \text{borunun daxili en kəsiyinin}$$

radiusudur.

Kvadratik müqavimətli turbulent oblastlı zona üçün müqavimət qanunu aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \lg \frac{r}{\Delta} + 1,74 \quad (22)$$

Asanlıqla görmək olur ki,  $r \rightarrow 0$  olduqda (21) düsturu (20) düsturuna,  $Re \rightarrow \infty$  olduqda isə (22) düsturunda çevrilir [16,17].

Basqılı boru kəmərinin layihələndirməsi və hidravliki hesablanması zamanı əsas parametr kimi basqı qəbul olunur. Çünki basqı həndəsi hündürlüyü və sürtünmə qüvvəsinin dəf olunmasına sərf olunur. Ona görə də pyezometrik maillik və basqı xətti elə seçilir ki, iqtisadi cəhətdən əlverişli olan nasosun seçilməsi bütün parametrləri təmin etsin.

#### ƏDƏBİYYAT

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М: Наука, 1973. 904с.
  2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивление : 2-е изд. Перераб. И доп. М.: Недра. 1982. 224с.
  3. Ф.А.Шевелев, Исследование основных гидравлических расчета стальных, чугунных и асбестоцементных водопроводных труб, Госстройиздат, 1956
  4. Schlichting H., Verlag G.Braun. Grenzschicht – Theorie. Karlsruhe. 1958. 603 p.
  5. Prandtl L. Neuere Ergebnisse der Turbulenzforschung // VDI – Forsch. Berlin, 1933. Pp. 105-114.
  6. Colebrook C.F., White C.M. Ekperiments with fluid friction in roughened pipes // Proc. Soc., Ser. A. London, 1937. Pp. 367-381
  7. Prandtl L. Stromungslehre. Fried. Vieweg & Sohn. Braunschweig. 1957 . 407 p.
  8. Schlichting H., Verlag G. Braun. Grenzschicht – Theorie Karlsruhe, 1958. 603p.
  9. Чугаев Р.Р. Гидравлика. Л.: Энергоиздат, Ленингр. отдел, 1982. 627с.
  10. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1987. 439с.
  11. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: в 2-х кн. Кн. 1. М.: Энергоатомизат, 1991. 351 с. Кн. 2. М.: Энергоатомизат, 1991. 367с.
  12. Брянцева Ю.В., Остякова А.В. К вопросу об идентичности закономерностей сопротивления и течений в трубах и широких каналах // Межвузовский сборник научных трудов по гидротехническому и специальному строительству. М.: МГСУ, 2002. С. 20-26
  13. Зегжда А.П. Теория подобия и методика расчета гидротехнических моделей . Л. – М.: Госстройиздат, 1938. 162с.
  14. Леви И.И. Моделировании гидравлических явлений. Л.: Энергия, 1967. 235с.
  15. Sharp J. Hydraulic modeling. Butterworths. London, 1981. 280p.
  16. Михалев М.А. Физическое моделирование гидравлических явлений: Учеб. Пособие. СПб.: Издат. СПбГПУ, 2008. 443с.
- Hahnemann H.W. Der Stromungswiderstand in Rohrleitungen und Leitungselementen // Forsch. Ing. Wes. Dusseldorf, 1950. Pp 113-119

UOT 622.323

## NEFT-MƏDƏN AVADANLIQLARINDA YARANAN İMTİNALARIN TƏHLİLİ

**MIRZƏYEV O.H.**

Bakı Mühəndislik Universiteti

omirzayev@beu.edu.az

### XÜLASƏ

Məqalədə neft-mədən avadanlıqlarında baş verən imtinalar araşdırılmışdır. İmtinaların baş vermə səbəbləri analiz edilmiş, imtinalar xarakterlərinə görə təsnifatlaşdırılmışdır. Ayrı-ayrı qovşaqlarda imtinalara təsir edən faktorlar müəyyənləşdirilmiş onların real zaman müddətində aradan qaldırılması yolları göstərilmişdir.

Aparılan tədqiqat işləri göstərir ki, avadanlıqların işdən imtina etməsi, əsasən, üç səbəbdən baş verir: konstruktiv; istehsal və istismar qaydalarının pozulması səbəbindən.

Avadanlığın istismarı zamanı istismar qaydalarına və pasport rejiminə düzgün əməl edilməməsi, eləcə də xarici təsir imtinalara gətirib çıxarır.

İstismar imtinaları tam, qismən, qəflətən, tədricən, düzəldilə bilən, düzəldilə bilməyən növlərə bölünür.

Məqalədə əsasən qazlift avadanlıqlar kompleksi, fontan armaturu, qaldırma kompleksi və pistonlu nasoslarda baş verən imtinalar araşdırılmışdır.

**Açar sözləri:** Neft-mədən, avadanlıqlar, yeyilmə, sürtünmə, imtina, qazlift, fontan armaturu

### THE FAILURE ANALYSIS OF THE OILFIELD EQUIPMENTS

#### ABSTRACT

In the article were investigated the failures in oilfield equipment. The reasons for the failures were analyzed and classified according to the nature of the failure. Factors influencing the failures have been identified for many units and the methods of their repair in real time have been proposed.

The research shows that equipment failure occurs for three main reasons: due to design problems; violation of production and operation rules.

Improper compliance with the rules of operation of the equipment and the passport regime in the process of work, and sometimes external influences can lead to failure.

Operating failures are divided into complete, partial, sudden, gradual, reversible, and irreversible.

The article mainly examines failures in gas lift equipment complex, fountain fittings, lifting complex and reciprocating pumps.

**Keywords:** oilfield equipment, friction, wear, failure, gas lift, fountain fittings

### АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

#### РЕЗЮМЕ

В статье приведены причины возникновения отказов нефтепромыслового оборудования и принципы их классификации. Изложены результаты анализов основных факторов, влияющих на характер отказов, и способы их устранения в режиме реального времени.

Установлено, что по принципу восстановления отказы подразделяются на полные, частичные, внезапные, постепенные, исправимые, непоправимые виды и классифицируются на три основные группы (конструктивные, нарушения правил производства и эксплуатации).

В статье рассматриваются отказы, возникающие в комплексе газлифтового оборудования, фонтанной арматуре, подъемном комплексе и насосах.

**Ключевые слова:** добыча нефти, нефтепромысловое оборудование, трение, отказы, газлифтная установка и фонтанная арматура.

**Giriş:** Neft-mədən avadanlıqları çox ağır və mürəkkəb istismar şəraitində işləyir. Ona görə avadanlıqların imtina səbəblərinin statistik təhlilinin aparılması vacib amillərdəndir. Lakin bu

təhlili kompleks şəkildə aparmaq çox çətindir. Bu səbəbdən təhlili mürəkkəb obyektləri ayrı-ayrı obyektlərə bölüb aparmaq məqsədəuyğun hesab edilir.

Bu kompleksin ayrı-ayrı elementlərinin işdən imtinası mühüm itkilərlə yanaşı, istetsalatda bədbəxt hadisələrin baş verməsinə də səbəb olur.

Aparılan tədqiqat işləri göstərir ki, avadanlıqların işdən imtina etməsi, əsasən, üç səbəbdən baş verir:

1. konstruktiv;
2. istehsal.
3. istismar qaydalarının pozulması səbəbindən.

Hazırlanma zamanı texnologiyanın düzgün seçilməməsi və materialın keyfiyyətinin aşağı olması, gələcək imtinaların yaranmasına səbəb ola biləcək əsas amillərdəndir.

Avadanlığın istismarı zamanı istismar qaydalarına və pasport rejiminə düzgün əməl edilməməsi, eləcə də xarici təsir imtinalara gətirib çıxarır.

İstismar imtinaları tam, qismən, qəflətən, tədricən, düzəldilə bilən, düzəldilə bilməyən növlərə bölünür.

Aparılan tədqiqatlardan məlum olur ki, neft-mədən avadanlıqlarında baş verən imtinalar, əsasən, hissələrin yeyilməsi nəticəsində baş verir. Neft sənayesində işlədilən bütün maşın və avadanlıqların iş şəraitindən asılı olaraq aşağıdakı yeyilmələr baş verir:

1. mexaniki yeyilmə hissələrin sürtünməsindən;
2. istilik yeyilməsi temperaturun artmasından;
3. fiziki-kimyəvi yeyilmə paslanma və dağılmadan;
4. elektriki yeyilmə elektrolitik prosesindən.

Neft sənayesində işlədilən avadanlıqlarda baş verən imtinalarda əsas yeri mexaniki yeyilmə tutur.

İstismar prosesində avadanlığın hissələrinə təsir edən fiziki təzyiqlər (istiliklə əlaqədar olan təzyiqlər), kimyəvi proseslər (paslanma, oksidləşmə və s.), mexaniki yüklər (statik və dinamik qüvvələr), istismar xidmətləri (avadanlığa münasibət və onun işinin təşkili) avadanlığın istismar şəraitini səciyələndirir.

Tədqiqat işinin keyfiyyətini artırmaq məqsədi ilə neft-mədən avadanlıqlarında baş verən imtinaları müxtəlif əlamətlərinə görə təsnifata bölmək məqsədəuyğun hesab edilmişdir.

Cədvəl 1. NMA imtina əlamətlərinə görə təsnifatı

Təsnifatın əlamətləri	Nasazlıqdan dayanmanın növləri
Başvermə şəraitləri	Normal və qeyri-normal şəraitlərdə baş vermiş
Başvermənin səbəbləri	Dağılmaqla əlaqədar olmayan və olanlar
Yaranması	Konstruktiv, texnoloji və istismar
Bürüzə verilmə xarakteri	Qəflətən, tədricən, açıq, gizli, tam, qismən
Dayanmaların qarşılıqlı əlaqələri	Asılı olmayan və asılı olan
Nəticə	Təhlükəli, təhlükəsiz, ağır, yüngül
Aradan qaldırılmasının mürəkkəbliyi	Sadə və mürəkkəb
Proqnozlaşdırmanın imkanları	Proqnozlaşdırılmayan, proqnozlaşdırılan, işləmə müddətinə və parametrlərinə görə

Yuxarıda göstərilənlərə əsasən deyə bilərik ki, müxtəlif avadanlıqların möhkəmliyinə və iş prosesinin pozulmasına təsir edən amillər müxtəlifdir.

Bu baxımdan neft-mədən avadanlıqlarında baş verən imtinaları analiz edilmişdir. Tədqiqat obyektini kimi qazlift avadanlıqlar kompleksi götürülmüşdür.

Fontanlı quyu avadanlığının detallarına təsir edən, onların möhkəmliyini şərtləndirən əsas amil- çıxarılan məhsulun (neftin, qaz- kondensat) təzyiqidir. Fontan armaturları 5 atm. təzyiqdən 80 atm. təzyiqədək şəraitdə işləyir. Qazlift üsulu ilə istismar prosesində işçi qaz kompressorların yüksək təzyiq altında istismar kəmərinin arxasına vurulur. Qazın təzyiqi geniş intervalda dəyişdiyindən kompressorun detalları, yerüstü boru xətləri, tıxayıcı qurğular və quyudaxili avadanlıqlar dəyişən (təkrarlanan) gərginliklərin təsirinə məruz qalır.

Bu üsul-mexanikləşdirilmiş üsuldur. Bu üsulun tətbiqi kompleks avadanlıqlardan istifadə edilməklə həyata keçirilir [1].

Qazlift avadanlıqlar sisteminə daxil olan avadanlıqlar haqqında göstərilən mənbələrdə geniş məlumat verilmişdir [2].

Qazlift avadanlıq kompleksi kompressor stansiyasından, qazpaylayıcı şəbəkədən, qazın hazırlanması sistemindən və quyunun qazlift avadanlığından ibarətdir. Göründüyü kimi kompleksin hər bir detali möhkəmliyə görə müəyyən tələbatlara cavab verməlidir. Kompressorun yaratdığı təzyiq təkrar dəyişən olduğundan bu avadanlıqlar da mürəkkəb iş şəraitində işləyir [3].

İstismar zamanı yaranan çətinliklərin (boruların daxilində parafin qatının əmələ gəlməsi və s. imtinalar) qarşısının alınması [4] kompleks şəkildə həyata keçirilməlidir. Parafin tutulmasının aradan qaldırılması üçün [5] üsullar temperaturun yüksəldilməsi və xüsusi izolə edilmiş borulardan istifadə təklif olunmuşdur [6].

Hər iki üsulda (fasiləli və fasiləsiz qazlift üsulunda) əsas yüklənmə icraedici qurğuların üzərinə düşür.

Aparılmış təhlillər göstərir ki, NMA-nı sıradan çıxaran əsas səbəblərdən biri də korroziyadır [7].

Korroziya nəticəsində baş verən itkilərin il ərzində miqdarı orta hesabla 22-26 min ton civarında hesablanır.

Quyuların istismarı zamanı müəyyən dövrdən sonra suyun miqdarı tədricən artır. Quyuda suyun miqdarı 15-85%, dənizdə 20-24% aralığında dəyişir və bu faiz tədricən artır.

Bu üsulda klapanların rolu böyükdür. İstismar prosesində kipləndirmə elementlərinin zədələnməsi nəticəsində hermetikliyin pozulması baş verir. Kipləndirici elementlərin hazırlanması zamanı istismar mühiti (minerallaşma həddi, quyuya vurulan agent, su-neft qarışığı) nəzərə alınmalıdır. Qazlift klapanlarında yüksək kipləndirmənin alınması material seçiminə çox asılıdır.

Fontan armaturlarının istismarı zamanı baş verən imtinalar insan itkisi və ya yanğıla nəticələnə bilər. Bu imtinalar böyük vaxt və material itkisinə səbəb olur. Fontan armaturlarının işinin etibarlılığının və keyfiyyətinin yüksəldilməsi bu sahə üzrə çalışan alimlərin işlərində ətraflı araşdırılmışdır. Armaturların etibarlı iş rejimini təmin edən, müasir tələblərə cavab verən

armaturların yaradılması sahəsində [8] bir çox işlər görülür. Fontan armaturlarına aid nəşr edilmiş ədəbiyyatlardan, sorğu materialı, kataloq misal göstərmək olar.

Əvvəllər aparılmış tədqiqat işlərindən görünür ki, fontan armaturlarında baş verən imtinalarda abroziv yeyilmə və korroziya üstünlük təşkil edir.

Müxtəlif istismar üsullarından biri olan dalma nasoslarının işi analiz edilmişdir. Tədqiqatlar göstərir ki, bu avadanlıqlarda da koroziya nəticəsində imtinaların sayı yüksəkdir.

Avadanlıqların işinə təsir edən amillərdən biri də qum faktorudur.

Quyuların ştanqlı – nasoslu üsulla istismarında tətbiq edilən avadanlıq kompleksinə mancanaq dəzgahı, mexaniki intiqa, ştanqlı quyu nasosu, nasos ştanqları, qaldırıcı borular və quyuyüstü kipgəcli armatur daxildir. Kompleksin detallarına təsir edən qüvvələr dövrü olaraq, quyudan qaldırılan maye (neft) və ştanq sütununun ağırlığı ilə əlaqədardır. Mancanaq dəzgahının bir dəfə yırgalanması ərzində (bir dövretmə) ştanq sütunun asqı nöqtəsində maksimum və minimum qiymətlər alır. Ona görə də ştanqlar yorğunluğa işləyir.

Qaldırma kompleksindəki sistemli imtinalar, əsasən kanatın, əyləc kündələrinin, şinli-pnevmatik mufta elementlərinin yeyilməsi nəticəsində baş verir. Bu avadanlıqların yeyilmə tezliyi isə bilavasitə endirib-qaldırma əməliyyatlarının (EQƏ) sayı ilə əlaqədardır. Öz növbəsində EQƏ-yə sərf olunan vaxt qazıma baltasının quyu dibində işləmə müddətindən daha çox asılıdır [9-9].

EQƏ-lərin sayını və buna sərf olunan vaxtın və demək olar ki, orta dərinlikdə qarmağa düşən yükün çəkisinin yüksək olması qaldırma kompleksi firiksion elementlərinin həddən artıq yüklənməsi ilə, onların intesiv yeyilməsinə və tez sıradan çıxmasına səbəb olur.

Qazıma bucurqadları əyləc və mufta düyünlərinin etibarlıq göstəriciləri olan imtinasız iş ehtimalı və imtinaların intensivliyi aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$P_i = \frac{N_i}{N_0}; \lambda_i = \frac{\Delta n_i}{N_i \Delta L_i},$$

Burada,  $P_i$  və  $\lambda_i \cdot \Delta L_i$  qazıma intervalında imtinasız iş ehtimalı və imtinaların intensivliyi;

$N_0$ - elementlətin ümumi sayı;

$N_i \cdot \Delta L_i$  -intervalı üçün saz elementlərin sayıdır.

Qazılan quyular üzrə əyləc qasnaqları və kündələrinə görə imtinaların ctatistik təhlili aparılmışdır. Nəticələr cədvəl 2 və 3-də verilmişdir.

Cədvəl 2. Dərinlik intervalı üzrə qazılan quyuların miqdarı

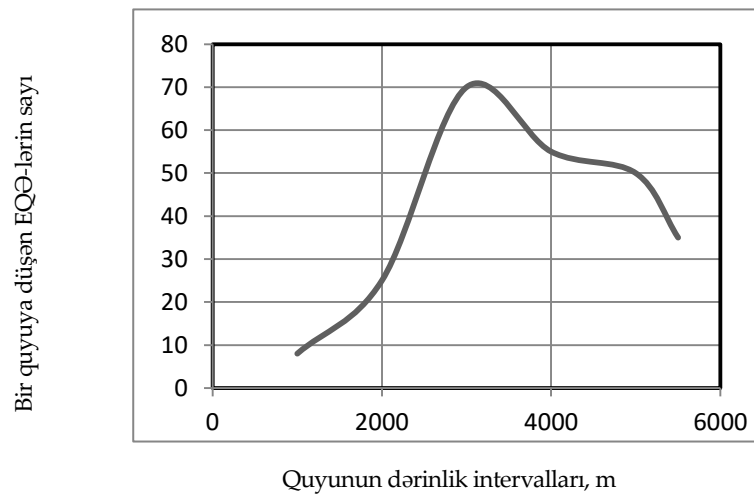
Quyunun faktiki dərinliyi	Quyuların miqdarı
4100-ə qədər	4
4101...4300	6
4301...4500	7
4501...4700	12
4701...4900	5
4901...5100	1
5101-dən yuxarı	4



Cədvəl 3. Sıradan çıxmış qasnaqların analizi

İntervallar	Quyunun dərinliyi, m	Sıradan çıxmış əyləc qasnaqlarının miqdarı	Dəyişdirilmiş əyləc kündələrinin dəstinin miqdarı
1	0...1000	-	-
2	1001...2000	2	120
3	2001...3000	2	312
4	3001...4000	12	495
5	4001...5000	3	347
6	5001 və çox	1	36
Yekun		18	1310

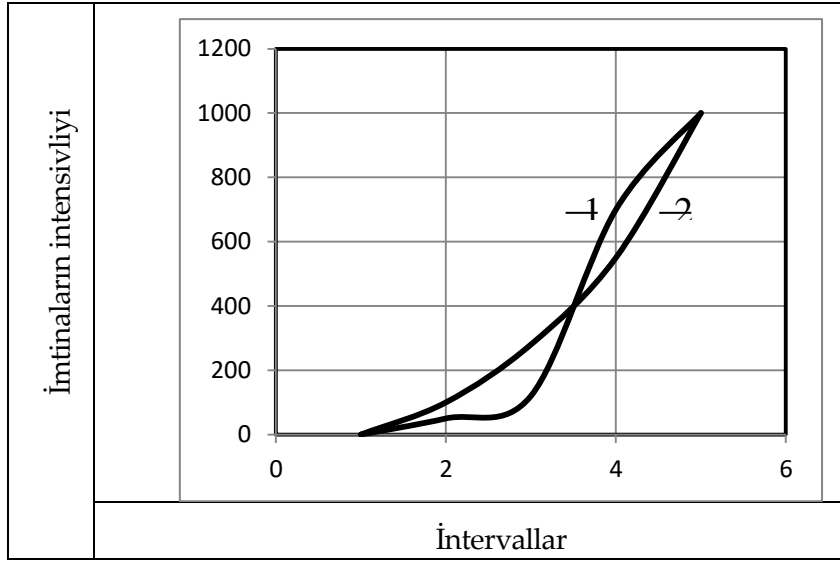
Şəkil 1-dən görünür ki, əyləc və qasnaqları və kündələrinin ən çox sıradançıxma halları 3000,.....,4000m dərinlik intervallarına təsadüf edir.



Şək. 1. Qazılmış quyuların dərinlik intervalları üzrə bir quyuya düşən EQƏ-lərin sayı

Qazıma qurğusu bir quyuda qazıma işləri qurtardıqdan sonra digər nöqtəyə nəql olunur və bu zaman digər avadanlıqlar kimi şinli-pnevmatik muftanın elementləri, əyləc qasnaqları və kündələri də işlənmiş vəziyyətdə olur, nəticədə onların işdən imtina ehtimalı artır.

Şəkil 1-dən göründüyü kimi, əyləc qasnaqları yüngül iş rejimində (2000 metrə qədər dərinlikdə) demək olar ki, imtinasız işləyirlər, bu eləcə də kündələrə aiddir. 3-4 intervala keçdikdə imtinaların intensivliyi birdən artır. Görünür avadanlığın ağır iş rejiminə keçməsi (termomexaniki yüklənmənin artması) öz təsirini göstərməyə başlayır. Belə ki, dərinlik artdıqca yüklənmə momenti artır ki, bu da friksion elementlərin yeyilmə intensivliyini (endirmədə əyləcin, qaldırmada mufta və əyləcin) artırır. Yüksək temperatur və temperatur gərginliklərinin, eləcə də temperatur qradiyentinin artması işlək səthlərdə yorulma mikroçatlarının əmələ gəlməsinə səbəb olur. Yeyilmə və çatların böyüməsi imtinaların əsas səbəbi sayılır.



Şək. 1- LKƏ imtinaların intensivliyi 1- Əyləc qasnaqlarına görə, 2-əyləc kündələrinə görə

Aparılmış tədqiqatlar nəticəsində məlum olmuşdur ki, qaldırma valı üzərində yerləşdirilmiş MŞ-1070 və MŞ-700 tipli şinli-pnevmatik muftaların işdən imtinaları hər şeydən öncə qasnağın üzərində çat əmələ gəlməsi, səthin həddən artıq dalğavariliyə malik olması, birtərəfli yeyilməsi, gündələrin və balonun dağılması ilə əlaqədardır.

Muftaların uzunömürlüyünü öyrənmək üçün qazıma işləri idarələrinin müxtəlif ərazilərdə qazdığı quyuların qazma qurğularındakı qasnaq və kündələrə görə imtinaların statistik təhlili aparılmışdır. Son dərinliyi 4500, ..., 5500 m-ə çatan 33 qazıma buruğunda toplanmış nəticələrdən (cədvəl 4 və 5) aydın olur ki, qasnaq və gündələr, əsasən 400, ..., 5000 m dərinliklərdə imtina edir.

Cədvəl 4. Quyuların dərinliyinə görə imtinalar

Quyunun son dərinliyi, m	Quyuların miqdarı
2500-dək	1
2500-3000	3
3000-3500	5
3500-4000	6
4000-4500	9
4500-5000	5
5000 və daha çox	6

Cədvəl 5. Qazıma intervalına görə imtinalar

İntervalların sayı	Qazıma intervalı, m	Əyləc qasnaqlarının imtinası	Kündə və rezin balonlara görə imtina
1	0-1000	-	-
2	1001-2000	-	1
3	2001-3000	1	2
4	3001-4000	1	7
5	4001-5000	3	12
6	5001 və çox	3	3

Cədvəl 6. Fırlanğıclarda mümkün olan nasazlıqlar və onların aradanqaldırma üsulları

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradanqaldırma üsulları
Fırlanğıcın gövdəsi bərk qızır.	Yağ vannasında yağın səviyyəsinin buraxıla bilən həddən çox və ya az olması.	Yağın səviyyəsini normaya gətirməli.

	Yağın çirklənməsi. Dayaq yastıqlarında ox boyu araboşluqların düzgün tənzimlənməməsi.	Yağı dəyişməli. Araboşluğunu tənzimləməli.
Fırlanğıcın lüləsi böyük burucu moment tətbiq etməklə fırlanır və ya heç fırlanmır.	Lülənin kippkəcinin bərk sıxılması. Əsas və ya köməkçi dayaq yastığının separatorunun dağılması.	Hermetikliyi pozmadan kippkəcin sıxılmasını azaltmalı. Fırlanğıcı təmirə göndərməli.
Fırlanğıcın lüləsində böyük radial boşluğu var.	Lülənin mərkəzləyici yastıqlarının yeyilməsi. Kippkəclərin zəif sıxılması.	Fırlanğıcı təmirə göndərməli. Kippkəclərin sıxılması.
Kippkəclərdən yağ sızır.	Kippkəclərin zəif sıxılması və ya yeyilməsi.	Kippkəcləri sıxmalı və ya dəyişməli.

Cədvəl 7

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradanqaldırma üsulları
Qasnaqlar fırlanmır	Yastıqlar sınıb	Yastıqları dəyişməli
Qasnaqların yastıqlarında səs var	Yastıqların çox yeyilməsi	Yastıqları dəyişməli
Qasnaqların topları bərk qızır	Yastıqlarda yağın miqdarı kifayət deyil Yağ çirklənib	Yağ əlavə etməli Boru xəttini yumalı, təzə yağ vurmali
Qasnaqların çənbərləri örtüyə toxunur	Örtük əzilib	Örtüyü düzəltməli
Qarmağın işçi gedişi təmin olunmur	Yay zəifləyib və ya sınıb	Yayı dəyişməli
Qarmağın ağızının cəftəsi bağlanmışdır	Yay və ya cəftə sınıb	Zədələnmiş hissəni dəyişməli
Qarmağın lüləsi cəftələnmişdir	Yay və ya cəftə sınıb	Zədələnmiş hissəni dəyişməli

Cədvəl 5. Rotorda mümkün olan nasazlıqlar və onların aradanqaldırma üsulları

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradanqaldırma üsulları
Rotorun gövdəsi bərk qızır	Yağ vannasında yağın miqdarı kifayət deyil və ya çoxdur Yağ çirklənib	Vannada yağın səviyyə-yəsini yoxlamalı və tənzimləməli Yağı dəyişməli
Rotorun birtərəfli qızması	Vişkanın oxunun rotorun mərkəzinə düşməməsi	Yoxlamalı və mərkəz-ləşdirməli
Rotorun stolu fırlandıqda titrəyir	Stolun dayaqqlarında böyük araboşluğu var	Tənzimləməli
Rotor stolunda içliklər ilişir	Stolun yuvasının tinləri əzilib	Stol yuvasının və içliklərin tinlərini 10x45° kəsərək iliş-kənlərdən təmizləməli
Vannada yağ tez çirklənir	Vannaya yuyucu maye düşür	Labirint kipləndirici zədələnilib, təmir etməli
Konik dişli çarx cütü zərbələrlə işləyir	Dişli çarxlar arasında boşluq düzgün tənzimlənməyib Dişli çarxlar çox yeyilib və ya sınıb	Araboşluğunu tənzimləməli Dişli çarxları yenisi ilə əvəz etməli

Cədvəl 8. Qazıma bucurqadlarında mümkün olan nasazlıqlar və onların aradanqaldırma üsulları

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradan qaldırma üsulları
1	2	3
Qarmaq dayana-dayana və ya sıçramalarla qalxır	Bucurqadın ŞPM-1070 və ya sürətlər qutusunun ŞPM-700 muftalarına yağın düşməsi	Muftalara yağın düşmə səbəblərini aradan qaldırmaqlı və qasnaqları yaxşı təmizləməli
Qaldırıcı baraban və ya hidrotormoz qoşulmur	Hava şəkəkəsinin nasazlığı	Nasazlığı aradan qaldırmaqlı
Barabanın fırlanması zamanı sürəti azalır	Hava şəkəkəsinin nasazlığı	Nasazlığı aradan qaldırmaqlı

Yüklənmiş qarmaq yavaş sürətdə enir	Kündələrin əyləc qasna-ğından tam ayrılmaması	Əyləc lentinin dartılarını tənzimləməli
Əyləc dəstəyi aşağı kənar vəziyyətdə çatır, lakin tam tormozlanma alınmur	Əyləc kündələrinin yeyilməsi	Əyləc lentinin dartılarını tənzimləməli
Əyləc dəstəyinə təsir edən nisbətən böyük qüvvədə əyləc uyğun tormozlayıcı momenti yarada bilmir	Əyləc qasnaqlarına yağın düşməsi	Yağın qasnağa düşmə səbəbini araşdırmalı və nasazlığı aradan qaldırmalı. Qasnağı yaxşı silib qurutmalı
Əyləcin hava silindri işə qoşulmur	Əyləc dəstəyinin dartısının tənzimlənməməsi Kazansev kranı nasazdır	Texniki tələblərə uyğun olaraq əyləc dartısının vəziyyətini tənzimləməli Kazansev kranını dəyişməli
İntiqalın yumurcuqlu muftasının yumurcuqları tam boyu uzunluğunda qoşulmur	Qoşma mexanizminin dartılarının vəziyyətini qeyd edən stoprəks qaykası boşalıb, dartının uzunluğu artıb	Dartının uzunluğunu tənzimləməli və əks qaykanı sıxmalı
Bucurqadın örtüyündə tıqıltılar	Yeyilmələr nəticəsində zəncirlərin həddən artıq uzanması, ötürmənin mərkəzləndirilməsinin pozulması	Zəncirləri dəyişməli. Ötürmələrin mərkəzlənməsini bərpa etməli

Cədvəl 9. Pistonlu nasoslarda mümkün olan nasazlıqlar və onların aradanqaldırılma üsulları

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradan qaldırma üsulları
1	2	3
Nasos maye vurmur.	Qəbul toru tutulub. Qəbul xəttində kipsizlik var. Sorma hündürlüyü böyükdür.	Toru təmizləməli. Birləşmələri sıxmalı. Hündürlüyü azaltmalı və ya izafi təzyiq yaratmalı.
Verimin tam kəsilməsinə qədər azalması.	Silindr oymaqlarının, pistonların, klapaların, kirkəclərin yeyilməsi.	Yeyilmiş hissələri dəyişməli.
Nasosun təkanlarla qeyri-müntəzəm işləməsi.	Piston və ya klapanın yeyilməsi və ya nasazlığı.	Uyğun hissələri dəyişməli.
Klapın qutusunda fı-şiltılı səsin yaranması və nasosun veriminin azalması.	Silindr oymağının və ya klapın yəhərinin və nimçəsinin yuyulub dağılması.	Dağılmış hissələri dəyişməli.
Klapın qutusunda taqıltılar.	Pistonun pistonqolu üzərində bərkidilməsi boşalıb. Silindr oymaqlarının bərkidilməsi boşalıb. Klapın yayı sınıb.	Düyünü sökməli birləşməni sıxmalı. Flansı sıxmalı. Yayı dəyişməli.
Nasosun inteqal hissəsində taqıltılar.	Silindr oymağının və ya klapın kirkəci yeyilib. Kreyskopların istiqamətləndirici lövhələrinin yeyilməsi. Kreyskopun barmağının və ya barmaq üçün oymaqların yeyilməsi. Pistonqolunun onun uzantısı ilə və sonuncunun kreyskopla birləşmələrinin boşalması. Çarxqolunun və ya inteqal valının yastıqlarının yeyilməsi və ya tənzimlənməsinin pozulması	Kirkəci dəyişməli. Yeyilmiş hissələri dəyişməli Barmaq və oymaqları dəyişməli. Birləşmələri bərkitməli. Yastıqları dəyişməli və ya quraşdırmalarını tənzimləməli.

Yastıqlar həddindən artıq qızır.	Yağın az və ya çox olması. Yağ çirklənib. Yastıqlar yeyilib və ya dağılıb.	Yoxlamalı və yağın miqdarını tənzimləməli. Yağı dəyişməli. Yastıqları dəyişməli.
Nasosun hidravlik hissəsində və ya atqı xəttində zərbələr.	Hava qübbəsində sıxılmış havanın həcmi azdır və ya diafraqma cırılıb.	Diafraqmaya uyğun həcmdə hava vurmali və ya diafraqmanı dəyişməli.

Cədvəl 10. Düzaxımlı siyirtmələrdə mümkün olan nasazlıqlar və onların aradanqaldırma üsulları

Nasazlıqlar	Səbəbi	Aradan qaldırma üsulu
Şpindel və ya ştokun kirkəcindən sızma.	Kirkəc (manjet) yeyilib. Kirkəcdə pasta yoxdur. Şpindel və ya ştokun boyuncuğu zədələnilib	Kirkəci dəyişməli. Pasta vurmali. Təmir etməli.
İşçi agentin vurma klapanından sızması.	Yiv birləşməsi boşalıb	Yivi sıxmalı. Sızma kəsilmədikdə klapanı dəyişməli.
	Konus - kürək cütünün kipliyi pozulub.	Klapanın qapağını sıxmalı, kiplik alınmadıqda kürəciyi və ya klapanı bütövlükdə dəyişməli.
Qapayıcı şiberin açılıb bağlanması prosesində nazim çarxında burucu moment kəskin artır.	Şpindel dayaq yastığı dağılıb. T-şəkilli yarıq sınıb. Yastığın gövdəsində yağ yoxdur. Gövdədə hidratin donması.	Siyirtmə dəyişdirilməlidir.  Yağ vurmali.  Gövdəni isti su və ya buxar ilə qızdırmali.
Nazimçarx fırlandıqda qapayıcının vəziyyəti dəyişmir.	Şpindel və ya T-şəkilli yarıq sınıması.	Siyirtməni dəyişməli.
Siyirtmənin qapayıcısı paslanıb (nazimçarx fırlanmayı)	Qapayıcının yanaqlarının işlək səthləri çirklənib. Gövdənin daxili həcmində suyun və ya kondensatın düşməsi və onların donması.	Stasionar şəraitdə siyirtməni yumalı. Siyirtməni qızdırmalı, suyu çıxartmalı və yağ vurmali.
Siyirtmə tam açılıb-bağlanmır.	Gövdədə qum və ya məhlulun olması.	Siyirtməni stasionar şəraitdə yumalı və yağla doldurmalı.

Cədvəl 11. Kompresorda baş verən imtinalar

Qüsurlar	Səbəbləri	Aradanqaldırılma yolları
1	2	3
Silindrdə səs eşidilir	1. Piston işlənilib köhnəlmişdir	1. Təzəsi ilə əvəz etməli.
	2. Piston yeyilmişdir.	2. Verilən yağın miqdarını artırmalı və əgər lazımı olsa, silindrin soyudulma rejimini normallaşdırmalı, bu da kömək etməsə pistonu çıxarıb paradaqlamalı. 3. Təzəsi ilə əvəz etməli.
	3. Piston halqaları yeyilmişdir.	



Şək.1. NQMA-rın sıradançıxan hissələri

**Nəticə:** Məqalədə neft-mədən avadanlıqlarında baş verən imtinalar araşdırılmışdır. İmtinaların baş vermə səbəbləri analiz edilmiş, imtinalar xarakterlərinə görə təsnifatlaşdırılmışdır. Ayrı-ayrı qovşaqlarda imtinalara təsir edən faktorlar müəyyənləşdirilmiş onların real zaman müddətində aradan qaldırılması yolları göstərilmişdir.

**ƏDƏBİYYAT:**

1. Кудинов В.И. Основы нефтегазопромислового дела. М.; Институт компьютерных исследований, 2004, 720 с.
2. [http://thebit.sb-s.ru/Grehov\\_d.htm](http://thebit.sb-s.ru/Grehov_d.htm)
3. Мирзадажанзаде А.Х. Новые технологии нефтедобычи. // Ученые записки НИИ «Геотехнологические проблемы нефти, газа и химии» АГНА, Баку: Т1, 2000.-С.5-19.
4. Галкин С.М.: Очистные сооружения фирмы «Walkin-labko», Финляндия, 2007, №9, с.
5. Subash S. Jayawardena, George J. Zabarar, Leonid A. Dykhno The Use of subsea Gas-Lift in Deepwater Applications / Shell Global Solutions(US) Inc./ Offshore Technology Conference U.S.A, 30 April-3 May 2007
6. Исаев В.И., Барашкин Р.Ж., Самарин И.В. Нестационарный процесс заполнения газом кольцевого пространства скважины с использованием метода характеристик. // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2007, №10, с.38-43.
7. Нагиева Я.М, Алиев А.Г., Самедова Ф.И. // «Günəşli» yatağında 11 saylı dərin dəniz özülündə korroziya üzrə kompleks natura tədqiqatlarının aparılması Елми ясярляр . 2008. №24. с.200-204
8. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Колоколников М.:Г. Абразивное изнашивание. М.:, Машиностроение, 1990. – 224 с.

UOT: 621.43.038.6:669.268

## DAXİLİ YANMA MÜHƏRRİKLƏRİNDƏ TƏTBİQ OLUNAN KLAPANLARI İDARƏETMƏ MEXANİZMİNİN TRİBOLOJİ ANALİZİ

ŞIRZADOV FƏRHAD MƏHƏMMƏD OĞLU, SAHIB MÜTƏLLİBOV ASIF OĞLU

Bakı Mühəndislik Universiteti

*fashirzadov@beu.edu.az, smutallibov@beu.edu.az*

### XÜLASƏ

Məqalədə daxili yanma mühərriklərində tətbiq olunan klapanları mexaniki üsulla idarəedən sistemin mühərrikin funksional çıxış parametrlərinə təsiri qiymətləndirilmiş və onun proqram daşıyıcı funksiyarı yerinə yetirən yumruqlu val qarşı tərəf cütünün tribologiyasının bu parametrlərə təsirinin əhəmiyyəti əsaslandırılmışdır. Belə ki, sürtünmə və yeyilmənin azaldılması, iş dəqiqliyinin istismar dövründə təminatı və enerji itkilərinin azaldılması üçün vacib olub, tətbiq olunan materialların tribologiyasından asılıdır. Təklif olunan məqalə daxili yanma mühərriklərinin triboloji baxımdan layihələndirilməsində gərəkli ola bilər.

**Açar sözlər:** klapan, yumruq, yeyilmə, tribologiya

### TRIBOLOGICAL ANALYSIS OF VALVE CONTROL MECHANISM APPLIED IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

### ABSTRACT

The article evaluates the effect of the system of mechanical control of valves used in internal combustion engines on the functional output parameters of the engine and substantiates the importance of the influence of the tribology of the counter-pair of the shaft on these parameters. Thus, the reduction of friction and wear is important to ensure working accuracy during operation and to reduce energy losses, depending on the tribology of the materials used. The proposed article may be useful in the tribological design of internal combustion engines.

**Key words:** valve, cam, wearing, tribology

### ТРИБОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ КЛАПАНАМИ, ПРИМЕНЯЕМЫМИ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### РЕЗЮМЕ

В статье оценивается влияние системы механического управления клапанами, используемой в двигателях внутреннего сгорания, на функциональные выходные параметры двигателя и обосновывается важность влияния на эти параметры трибологии контрпары вала. Таким образом, снижение трения и износа важно для обеспечения эксплуатационной точности во время работы и снижения потерь энергии в зависимости от трибологии используемых материалов. Предлагаемая статья может быть полезна при трибологическом конструировании двигателей внутреннего сгорания.

**Ключевые слова:** клапан, кулачок, износ, трибология

Mexanizmlərin etibarlı işi dedikdə, onların istismar parametrlərini müəyyən zaman intervalında, müəyyən sərhəd qiymətlərində saxlaması başa düşülür. Maşınların uzunömürlülüyü hər zaman onların etibarlılığı ilə birləşə təqdim olunur. Uzunömürlülük iş qabiliyyətinin müəyyən zaman intervalını təqdim edir və bu parametr adətən hissənin sınıması ilə deyil, tribologiyanın məşğul olduğu sürtünmədən yaranan yeyilməsi və ölçü dəyişməsi ilə bağlıdır. Buna görə də maşının uzunömürlülüyü əsasən onun yeyilməyə davamlılığı ilə qiymətləndirilir. Yeyilmə nəticəsində sürtünmə cütləri presizion nisbi hərəkətlərini itirir və nəticədə maşının iş qabiliyyətinin göstəriciləri azalır. Artan yeyilmə, zərbələrə və vibrasiyalara səbəb olur ki, bu da



qəzaya gətirib çıxara bilər. Maşınların etibarlılıq və uzunömürlülüüyünün yüksəldilməsi üçün sürtünmə səthlərində baş verən fiziki-kimyəvi proseslər tədqiq olunmalıdır. Belə proseslərin öyrənilməsi çox mürrəkəbdir və yeyilmə zamanı baş verən proseslərin izahını vermək üçün bərk cisimlərin səth anlayışının fizikası, materialşünaslıq, kimya elmləri və s. nəzərə alınmalıdır [1-6].

Yumruqlu idarəetmə mexanizminin texnikada geniş tətbiqi potensialı, onların tətbiq olunduğu mexanizmlərin işinə səmərəli təsiri və istismarında triboloji problemlərin mövcudluğu nöqtəyi-nəzərdən, onun hissələrinin materialının yeyilməyə qarşı davamlılığının yeni texnologiyanın tətbiqi ilə yüksəldilməsi aktualdır. Yumruqlu ötürmə texnikada dişli çarxlardan və yivlərdən sonra ən geniş yayılmış mürəkkəb mexanizmlərdəndir və daxili yanma mühərriklərində, alət maşınlarında, toxuyucu maşınlarda, çap maşınlarında, paketləşdirmə və başqa maşınlarda geniş tətbiq olunur. Məlum olan daha da geniş yayılmış hal daxili yanma mühərriklərində klapanları idarəetmə mexanizmi və dizellərdə yanacaq nasoslarıdır. Klapanları idarəetmənin başqa mexanizmlərinə (elektromaqnit, hidravlik, elektrohidravlik, dönmən kürəli) nisbətən yumruqlu idarəetmə mexanizmləri bir sıra üstünlüklərə malikdirlər və bu üsul qabaqcadan verilmiş mürəkkəb formalı hərəkəti nisbətən sadə üsulla, dəqiq və iqtisadi baxımdan səmərəli həyata keçirməyə imkan verir.

Daxili yanma mühərriklərində alınan enerjinin beşdə bir hissəsi hərəkətə sərf olunmayıb, mühərrik hissələrində baş verən sürtünmələrdə itkiyə gedir ki, bunun da 30%- ə qədəri klapanları idarəetmə mexanizminin payına düşür [7-10].

Daxili yanma mühərriklərinin triboloji inkişafının əsasını yeyilmə və korroziyanın belə ki, mexaniki-triboloji gərgin vəziyyətdə olan mühərrik hissələrinin sürtünmə qiymətlərinin azaldılması və iş zamanı triboloji cütlərin həndəsi dəqiqliyinin təminatı təşkil edir. Klapanları idarəetmə sistemində baş verən sürtünmə itkiləri mühərrik hissələrində yaranan ümumi sürtünmə itkilərinin üçdə bir hissəsini təşkil etdiyindən, mühərrikin triboloji baxımdan mexaniki faydalı iş əmsalının yaxşılaşdırılmasında klapanları idarəetmə mexanizminin layihələndirilmiş dəqiq hərəkəti mütləq nəzərə alınmalıdır [11-19].

Klapanları idarəetmə mexanizmi xüsusən onun proqram daşıyıcı funksiyaları yerinə yetirən yumruqlu valı, mühərrikin inkişafında mərkəzi problemdir, çünki mühərriklərin texniki vəziyyəti bir çox hallarda klapanları idarəetmə mexanizminin səmərəli işi ilə müəyyən olunur və bu mexanizmin hissələri növbəti optimallaşdırma amillərinə əhəmiyyətli dərəcədə təsir edir [20-25]:

- Minimum yanacaq sərfi;
- Aşağı dövrlər sayından orta dövrlər sayına qədər yüksək burucu moment;
- Yüksək dövrlər sayında yüksək güc;
- Az səs – küy;
- Hərəkət komfortu;
- İxrac qazlarının emissiyası;
- Aşağı sürtünmə əmsalı və yüksək yeyilməyə davamlılıq və s.

Yuxarıda qeyd olunan bəndləri nəzərə alaraq, yumruqlu valın yumruqlarının səthində yeyilməyə davamlı antifriksion təbəqənin inkişaf etdirilməsindən əvvəl, klapanları idarəetmə mexanizmləri, onların məsul hissəsi olan yumruqlu vallar, yumruq qarşı tərəftribosistemi haqqında ətraflı məlumat toplayıb, görülməli işin səmərəliliyi əsaslandırılmalıdır. Klapanları idarəetmə mexanizminin funksiyasının, onun hissələrinin yeyilməsinin və resurslarının proqnozlaşdırılması növbəti parametrlər nəzərə alınmadan mümkün deyildir [14,20-30,34]:

- sürtünmə, yeyilmə və yağlama haqqında ətraflı nəzəri və praktik məlumatlar;
- bərk cisimlərin kontaktından yaranan qanunauyğunluqlar;
- sürtünmə zamanı əmələ gələn və səth təbəqəsində baş verən deformasiyalar, kimyəvi-termiki və mexaniki-termiki proseslər;
- ətraf mühitlə qarşılıqlı təsirlər;
- səth təbəqəsinin strukturunun tədqiqi;
- yeyilmə zamanı meydana çıxan və istismar rejminə təsir edən çoxsaylı amillər;
- sürtünmə səthlərində tətbiq olunan tribotexniki materiallar onların xüsusiyyətləri və alınma texnologiyası və s.

Yumruq qarşı tərəf cütləri vacib tribosistemi təşkil edir və prosesin az sürtünmə, səs-küy və yeyilmə ilə həyata keçirilməsini təmin etməlidir. Ümumiyyətlə, yumruqlar klapan idarəetmə mexanizminin başqa detallarına nisbətən daha tez yeyilir. Bir qayda olaraq, ağır gərginlikli vəziyyətdə olan cütlər hidrodinamik yağlama vəziyyətində olmayıb, müxtəlif yeyilmə mexanizmlərinin vahid və ya cəm təsirindən sıradan çıxırlar [31].

Material cütlərinə artan tələblər triboloji cütlərin iş fəaliyyətinin ənənəvi yanaşma üsullarından da mürəkkəb olan üsullarla analizini tələb edir. Klapanları idarəetmə mexanizminin səmərəliliyinin yüksəldilməsi üçün əvvəllər dinamik xüsusiyyətlər əsas qəbul olunurdusa, bu gün bu mexanizmlərin triboloji xüsusiyyətləri ciddi şəkildə nəzərə alınır [8,31,32].

Klapanları idarəetmə mexanizminin əsas yeyilmə növləri yorulmadan yeyilmə, pitting (ovulma) yeyilməsi və abraziv yeyilmədir. Burada çoxsaylı yeyilmələrin baş vermə səbəbi abrazivlə, adheziya, triboreaksiya, erroziya və yorulma ilə izah oluna bilər. Praktikada bu yeyilmələr ayrı-ayrılıqda deyil, eyni zamanda baş verir. Buna görə də hər hansı bir vahid yeyilmə növünü qiymətləndirdikdə müəyyən məhdudiyət şərtləri nəzərə alınmalıdır [24,28,33].

Klapanları idarəetmə mexanizminin etibarlılıq və uzunömürlülüüyü əsasən onların hissələrinin yeyilməyədavamlılığı ilə məhdudlaşır. Yeyilmə kinematik dəqiqliyin pozulmasına, iş məhsuldarlığının azalmasına, əlavə güc itkisinə, vibrasiyalara, səs-küy və emissiyaya səbəb olur ki, bu da layihələndirmə zamanı nəzərdə tutulmadığından mexanizmin funksional parametrləri yerinə yetirilmir və onun uzunömürlülüüyü azalır.

Yumruq qarşı tərəf cütünün tribologiyası adətən Hers təzyiqinə (kontakt gərginliyinə) və yağ təbəqəsinin qalınlığına görə qiymətləndirilir. Cütlərin yağlanması konstruktiv təminatı üçün yumruqlu valın üzərində və ya onun yataqlarında yağ magistralı ilə əlaqəli olan yağlama dəşikləri açılır ki, buradan yağ cütlər arasına püskürdülür. Bu zaman səthlər arasında yağın təzyiqi yağ magistralının təzyiqindən birbaşa asılı olmayıb, Hers təzyiqi ilə yaranır. Bu da kasıb yağlanmaya və yağ təbəqəsinin kafi qalınlığına şərait yaradır. Belə olan halda hissələrin yeyilməsinə səthdə əmələ gələ biləcək modifikasiya təbəqəsi əhəmiyyətli təsir edir. Sərhəd təbəqəsinin nəzərə alınması ilə yağ təbəqəsinin qalınlığını belə hesablamaq olar [34]:

$$h_0 = h_{kr} + h_{gr} \quad (1)$$

burada  $h_{gr}$  və  $h_{kr}$  - uyğun olaraq, qoruyucu və kritik təbəqə qalınlığıdır, mkm.  $h_{kr} = R_z^R + R_z^N$ ,  $R_z^R, R_z^N$  - cütlərin kələ-kötürlülüklərinin orta qiymətləridir, mkm. Kimyəvi və fiziki təbəqələrin

səthdə əmələ gəlməsi ilə orada sürtünmə və yeyilməni azalda biləcək əlavə qoruyucu təbəqə yaranır. Sürtünmə cütləri arasında maye yağlamanın təminatı üçün yağ təbəqəsinin qalınlığı səthin kələ-kötürlüüyündən böyük olmalı və yağ təbəqəsinin minimal qalınlığının kritik təbəqə qalınlığına nisbəti nəzərə alınmalıdır [35]:

$$g_h = h_{\min} / h_{kr} \quad (2)$$

burada  $h_{\min}$  - yağ təbəqəsinin minimal qalınlığıdır, mkm.  $g_h \geq 1$  olduqda mayeli yağlama mövcuddur.

Yumruq qarşı cütünləyihələndirilməsi və işinin proqnozlaşdırılması zamanı klapaları idarəetmə mexanizminin intensiv yeyilməsi nəzərə alınmalıdır. Uyğun kriteriya növbəti bərabərliklə qiymətləndirilir ki, burada kontakt səthlərinin material xüsusiyyətləri, sürtünmə şərtləri, səthin nahamarlığı və yeyilmə intensivliyi arasında riyazi asılıq mövcuddur [31]:

$$I_h = k \left( \frac{P_{n\max}}{HB} \cdot \sqrt{\frac{f_{\max}^3}{2f_{\max} - f_c}} \right) \cdot \frac{\sqrt{R_{aN}^2 + R_{aR}^2}}{h_{gr} + 0,63r_{red} \left( \frac{\eta V_N}{F_N} \right)^{0,7} \left( \frac{F_N \beta}{r_{red}} \right)^{0,6} \left( \frac{\lambda Pe_{N,R}^{0,5}}{\alpha \eta V_H^2} \right)^{0,325}} \quad (3)$$

burada  $k$  - materialın emal xüsusiyyətlərini nəzərə alan əmsal;  $V_N$ - yumruğun fırlanma sürəti, m/san;  $V_H$ - yumruğun sürüşmə sürəti, m/san;  $P_{n\max}$  - sıxıcı yay və ağırlıq qüvvəsi vasitəsi ilə yaradılan normal gərginlik, kN/m<sup>2</sup>;  $f_{\max}$  - maksimal sürtünmə əmsalı;  $f_c$  - adheziya əmsalı;  $R_a$  - kələ-kötürlüüyün orta qiyməti, mkm;  $\eta$  - yağın dinamik özlülüüyü, Pa·san;  $\beta$  - yağın pyezo əmsalı;  $\lambda$  - yağın istilikötürmə əmsalı, Vatt/metr·Kelvin;  $\alpha$  - kontaktda yağın özlülüüyünün dəyişməsinə nəzərə alan əmsal;  $Pe_{N,R}$  - Pekle ədədlərinin orta qiymətidir. Yumruq-diyircək tribocütü üçün bu ədəd belə təyin olunur

$$Pe_{N,R} = \frac{Pe_N + Pe_R}{2} \quad (4)$$

$$Pe_N = \frac{b_H V_N c_N \gamma_N}{\chi_N}, \quad Pe_R = \frac{b_H V_R c_R \gamma_R}{\chi_R} \quad (5)$$

burada  $c_N, c_R$  - materialların xüsusi istilik tutumu, Joul/kq·Kelvin;  $\gamma_N, \gamma_R$  - materialların sıxlığı, kq/m<sup>3</sup>;  $\chi_N, \chi_R$  - materialların istilikötürmə əmsalı, Vatt/m·Kelvin;  $b_H$  - kontakt sahəsinin yarımənidir, mm.

Yumruqlu idarəetmə mexanizmində olan yeyilmə dərəcəsi həmçinin, mühitin hislə çirklənməsindən asılıdır. Yağın tərkibində olan his aqreqlarının artması yeyilmə dərəcəsinə də artırır. Yağın tərkibinə qatılan MoDTC, ZnDTP və s. kimi aşqarlar his aqreqlarının artımını nəzarətdə saxlayaraq, dolayı üsulla yeyilmə dərəcəsinə azaldırlar [36].

Mühərrik yağının özlülüüyünün azalması daha çox yanacaq qənaətinə səbəb olacaq, çünki mühərrik komponentlərinin əksəriyyəti hidrodinamik yağlama altında işləyir. Lakin aşağı özlüklü yağ mühitində mühərrik mexanizminin bəzi elementləri yüksək yeyilməyə məruz qalır. Bunun səbəbi həmin maşın hissələrinin bəzən çox nazik təbəqəli yağlanma mühitində işləməsidir. Bu səbəbdən həmin maşın hissələrinin konstruksiyəetmə mərhələsində aşağı

özlülüklü yağ mühitində işləyə biləcək material seçiminə üstünlük verilməlidir. Sürtünmə modifikatorları kimi mühərrik yağı əlavələri sərhəd yağlama şəraitində sürtünmə itkisini azalda bilər. Buna görə də, aşağı özlülük və sürtünmə modifikatorlarının birləşməsinin optimallaşdırılması gələcək mühərrik yağı texnologiyası üçün əsas mövzudur. Birgə effekt mühərrikin materialları və dizaynı ilə əldə ediləcək və buna görə də mühərrik mühəndisləri və konstruktorlar sürtünmə və yeyilmə faktorlarını nəzərə almaq üçün sürtkü yağları tədqiqatçıları ilə əməkdaşlıq etməlidirlər [37].

Yağlanmış mühitdə kontakt səthləri arasındakı ayrılma təbəqəsi yeyilmənin növünə və miqdarına çox güclü təsir göstərir. Bu ayrılma təbəqəsi xüsusi təbəqə qalınlığı adlanır və nahamar səth kələ - kötürülülüklerinin təpələrinin bir-biri ilə toxunma dərəcəsinin idarə olunmasında mühüm rol oynayır. Xüsusən, yumruq-diyircək kontakt səthləri həndəsi olaraq birləşməsinə uyğun olmadıqları üçün onlar yüksək kontakt gərginliklərinə və elastik deformasiyaya məruz qalırlar. Belə kontakt şəraitində olan yağlanma elastohidrodinamik yağlama hesab edilir. Yumruğun təpə nöqtəsi və onun ətrafı yağlama baxımından ən kritik sahədir. Həmin hissədə yüksək kontakt gərginliyi olduğu üçün yağ təbəqəsinin qalınlığı aşağı olur, bu isə tədricən yeyilməyə gətirib, çıxarır [38].

Yumruqlu valların istehsalında istifadə olunan materiallar əsasən yumşaq konstruksiya materialları, stellit materiallar, toz metallurjiyası ilə istehsal olunan materiallar, az legirli poladlar (məsələn, nikel və molibdenlə legirlənmiş poladlar), döyüləbilən çuqunlar və tökmə ilə alınmış ağ çuqunlardır. Belə ki, buraya 36Mn5, 28Mn6, 20NiCrMo2, 16MnCr5, 30CrMoV9, 20Cr4, 100Cr6, 14NiCr10 markalı legirlənmiş poladlar, toz metallurjiyası ilə istehsal olunmuş T15 poladı, C15, C25, C35 karbonlu poladları, tərkibində metal-keramik bərk legirləyici olan volfram karbid və ya stellit, yüksək temperatura davamlı tərkibində kobalt, xrom, volfram və molibden olan ərintilər aiddir. Bundan əlavə yuxarıda qeyd olunan materiallardan bəziləri əlavə olaraq müxtəlif səthi emal üsulları ilə möhkəmləndirilərək onların bərklikləri 55 – 65 HRC-yə qədər yüksəldilir [7,8,20,25,31].

Yüksək sürətli daxili yanma mühərriklərində yumruğun qarşı cütünün materialı kimi az karbonlu poladlar, xrom-nikel poladları, tərkibində 1% karbon olan alət poladları, nikellə legirlənmiş və bərkidilmiş çuqun və ağ çuqun tətbiq olunur. Silindr formalı qarşı cüt üçün səthi sementlənmiş C15, C45, S355 karbonlu poladlar, az legirli 42Cr4, 100Cr6, 30CrMoV9, 15Cr3, 20Cr4, 14NiCr10, 42CrMo4V poladlar və toz metallurjiyası üsulu ilə istehsal olunmuş T15 poladı tətbiq olunur. Ling formalı qarşı cüt üçün səthi sementlənmiş C22, C30, 42Cr4 poladları geniş tətbiq olunur [7,8,20,25].

Məlumdur ki, keyfiyyətli materialların bütün hissənin həcmində (əsasən böyük qabaritli detallarda) tətbiqi material xərclərini yüksəldir. Amma, texnoloji üsullarla səthə belə materialların nazik təbəqədə çəkilməsi material xərclərini azaltsa da texnoloji prosesin xərclərini artırır. Qeyd edək ki, triboloji xüsusiyyətlərin yüksəldilməsi üçün ilkin mərhələdə yalnız çəkilən xərclər önəmli olmayıb, məsul hissənin istismarından əldə olunan səmərə də nəzərə alınmalıdır. Məsələn, daxili yanma mühərriklərinin yumruqlu vallarının səthində kiçik ölçülü yeyilmələr silindirdə baş verən qazodinamik proseslərə mənfi təsir göstərir ki, bu da nəticədə mühərrikin funksional göstəriciləri aşağı düşür, istismar xərcləri və ekologiyaya olan mənfi təsirlər yüksəlir.

**Nəticə.** Daxili yanma mühərriklərinin inkişafında yumruqlu idarəetmə mexanizmi mərkəzi rol oynayır. Kinematik və dinamik analizlərin nəticəsi olaraq qəbul olunmuşdur ki, triboloji nöqtəyi – nəzərdən səmərəli olmayan hər hansı bir layihə bir çox hallarda yumruqlu

idarəetmə mexanizminin səmərəli işini təmin etmir. Bu baxımdan yumruq materiallarının yeyilməyə qarşı davamlılığının artırılması potensialı meydana çıxır. Bu hal həm yeni yumruğun layihələndirilməsində və həm də mexanizmin çıxış funksiyasının səmərəliliyinin artırılmasında hər zaman aktual məsələdir. Triboloji nöqtəyi-nəzərdən yumruq və qarşı cütün materialları ayrı-ayrılıqda və birgə analiz olunmuşdur. Kontakt səthində sürüşmə sürətinin, kontakt gərginliyinin və temperaturun qiymətindən asılı olaraq yeyilməyə qarşı davamlılığın yüksəldilməsi məqsədi ilə müxtəlif materiallar və onların alınma texnologiyaları tətbiq olunmaqdadır. Səthin yeyilməyə qarşı davamlılığının yüksəldilməsi məqsədi ilə xüsusi hal olaraq, yumruqlu valların səthində yeyilməyə qarşı davamlı təbəqələr kimyəvi, termiki, kimyəvi-termiki, örtükçəkmə texnoloji üsullarının tətbiqi ilə inkişaf etdirilmişdir.

Təklif olunan məqalə yumruqlu idarəetmə mexanizminin layihələndirilməsi zamanı materialların və konstruksiyanın triboloji baxımdan səmərəliliyinin yüksəldilməsi və istismar zamanı baş verə biləcək mənfi təsirlərin aradan qaldırılması məqsədi ilə istifadə oluna bilər.

#### **ƏDƏBİYYAT**

1. Pigors, O. Werkstoffe in der Tribotechnik. Reibung, Schmierung und Verschleißbeständigkeit von Werkstoffen und Bauteilen / O.Pigors. – Leipzig: Wiley-VCH, - 1993. - 546 S.
2. Mueller, K. Praktische Oberflächentechnik: Vorbehandeln - Beschichten - Beschichtungsfehler - Umweltschutz[4 Auflage] / K.Mueller. - Wiesbaden: - Vieweg+Teubner Verlag, - 4 Auflage, - 2003. - 548 S.
3. Kerspe, J. Aufgaben und Verfahren in der Oberflächenbehandlung / J.Kerspe. - Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, - 2000. - 348 S.
4. Гаркунов, Н.Д. Триботехника. Конструирование, Изготовление и эксплуатация машин / Н.Д.Гаркунов. – Москва: МСХА, - 2002. - 632 с.
5. Жарский, И.М. Технологические методы обеспечения надежности деталей машин / И. М. Жарский, И.М. Баршай – Минск: "Вышэйшая Школа", - 2010, - 336 с.
6. Пантелеенко, Ф.И. Восстановление деталей машин / Ф.И.Пантелеенко. – Москва: - Машиностроение, - 2003. - 672 с.
7. Rothbart, H.A. Cam Design Handbook / H.A.Rothbart. - New Jersey: McGraw-Hill Professional, - 2003. - 606 p.
8. Халилов, Р.А. Системный анализ кулачковых механизмов автомобилей: / кандидатская диссертация технических наук / - Баку, 2001. - 258 ст.
9. Heinrich U. Zur Reibung von Nockentrieben mit Flachstößeln. Konstruktionstechnik: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften / – Düsseldorf, 1985. - 134 S.
10. Holland, J. Schmidt, A. Clausthal-Zellerfeld. Stößel-Rotation im Nocken-Flachstößel-System // - Renningen-Malmsheim:: Technologie Schmierungstechnik, - 1993. Band 40, Heft 1, - S. 10-15.
11. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и механика машин / Г.А. Тимофеев. – Москва: изд. МГТУ им. Н.Е. Баумана, – 2017. – 565 с.
12. Arnold, M. Ross, J. Friedrich-Wilhelm Speckens. Analyse und Optimierung von Ventil- und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren // - Wiesbaden: Motortechnische Zeitschrift - MTZ, - 1993. Band 54, Heft 3, - S. 142-148.
13. Meusburger, P. Leichtbau im Motorenbau mit gebauten Nockenwellen // - Wiesbaden: Motortechnische Zeitschrift - MTZ, - 2006. Band 67, Heft 03, - S. 174-179.
14. Хуршудов, А.Г. Метод выбора керамических материалов для пары трения кулачок-толкатель: / автореферат диссертации по машиностроению и машиноведению дис. канд. техн. наук. / - Москва, 1991. - 18 с.
15. Плахтин В.Д. Теория механизмов и машин. Зубчатые механизмы. Кулачковые механизмы. Основы теории. Курсовое проектирование/ В.Д.Плахтин, Е.И.Бороздина, М.Ю.Ивочкин; – Москва: - МГОУ, - 2009.– 177 с.
16. Ротбарт, Г.А. Кулачковые механизмы. Проектирование, динамика и вопросы точности изготовления / Г.А.Ротбарт. - Ленинград: Судпромгиз, - 1960. - 335 с.
17. Flierl, R. Oehling, K.H. Hösl, J. Ventiltriebauslegung moderner Motoren // - Wiesbaden: Motortechnische Zeitschrift - MTZ, - 1993. Band 54, Heft 9, - S. 462-469.

18. Şirzadov, F.M. Yumrucaq/ling çütünün yağlanma xüsusiyyətlərinin analizi // Aspirant və gənc tədqiqatçıların elmi-texniki konfransı, – Bakı: - 2003. - s. 285-287.
19. Şirzadov, F.M. Sərhəd sürtünməsi şəraitində işləyən səthlərin optimal yağlanma üsulunun seçilməsi // Aspirant və gənc tədqiqatçıların elmi-texniki konfransı, – Bakı: - 2004, - s. 267-269.
20. Shirzadov, F. Erhöhung der Verschleißbeständigkeit von Ventiltrieb-Werkstoffpaarungen mittels unterschiedlicher Randschichtmodifikationen: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften /- Berlin, 2012. - 178 S.
21. Bensinger, W .D. Die Steuerung des Gaswechsels in schnell laufenden Verbrennungsmotoren. Konstruktion und Berechnung der Steuerelemente / W.D.Bensinger. - Berlin/Heidelberg/NewYork: Springer, - 1968. - 256 S.
22. Holland, J. Degenhardt Ch. Untersuchung des Temperaturverhaltens von Nockentrieben // - Wiesbaden: Motortechnische Zeitschrift - MTZ, - 1988. Band 49, Heft 10, - S. 391-395.
23. Şirzadov, F.M. Çuqundan hazırlanmış paylayıcı valların bərpa rejmlərinin seçilməsi // Aspirant və gənc tədqiqatçıların elmi-texniki konfransı, – Bakı: - 2004, - s. 269-271.
24. Heck, K. Einfluss der Prozessführung beim Umschmelzhärten auf die Randschichteigenschaften von Nockenwellen aus ledeburitischem Gusseisen: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften / - München, 1983. – 173 S.
25. Berg, M. Untersuchung einer radial verschraubten Nockenwelle zur bauraumoptimalen Gestaltung einer variablen Ventilsteuerung: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften) / -Karlsruhe, 1996. - 174 S.
26. Spiegel, K. Beiträge zur Elasto-hydrodynamik bei Nocken-Stößel-Paarungen: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften /- Clausthal, - 1982. - 196 S.
27. Ayanoglu, P. Experimentelle Erfassung des elasto-hydrodynamischen Kontaktes in Zahnradgetrieben und Nocken/Flachstößel-Paarungen: / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften /- Aachen, 1993. - 192 S.
28. Hofbauer, P. Nockenoptimierung für den Ventiltrieb von Fahrzeugmotoren / Dissertation für Doktor der Ingenieurwissenschaften / – Aachen, 1981. - 225 S.
29. Willermet, P.A. The composition of lubricant – derived surface layers formed in a lubricated cam/tappet contact II. Effects of adding overbased detergent and dispersant to a simple ZDTP solution / P.A.Willermet, D.P.Dailey, R.O.Carter [etc.] // Tribology International, - New York: – 1995. Volume 28, ISSUE 3, - p. 163-165.
30. Куженова, Л.И. Хемомеханический эффект в контактирующих микрообъемах материалов при избирательном переносе / Л.И.Куженова, С.А.Поляков, Л.М.Рыбакова // Безызносность (межвузовский сборник научных трудов), Ростов-на-Дону: - 1990. - с. 42-45.
31. Бурьянов, В.А. Повышение работоспособности газораспределительного механизма двигателей ВАЗ. Обзорная информация. / В.А.Бурьянов. – Тольятти: Филиал ЦНИИТЭИ автопрома, - 1988. - 71 с.
32. Шинкаренко, И.Т. Повышение эффективности механизмов газораспределения посредством комплексного выбора параметров: / дис. канд. техн. наук. / - Киев, 1986. - 212 с.
33. Barnes, S. High power diode laser cladding / S.Barnes, N.Timms, B.Bryden [etc.] // Journal of Materials Processing Technology, - England: - 2003. №1, №138, - p. 411-416.
34. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – Москва: Машиностроение, - 1968. - 263 с.
35. Czichos, H., Habig K.H. Tribologie – Handbuch / H.Czichos, K.H.Habig. – Berlin: Vieweg + Teubner Verlag, - Auflage 3. - 2010. - 757 S.
36. Mitsuhiro S., Yoshito E., Kenji U., Masataka K., / Studies on friction and wear characteristics of cam and follower: influences of soot contamination in engine oil / Elsevier, JSAE Review 23 (2002) 113–119/Kyushu Sangyo University, 2-3-1, Matsukadai, Higashiku, Fukuoka 813-8503, Japan, page 7
37. Masahiko N., Trends in engine technology and tribology / Research & Development Div. 1, Higashi-fuji Technical Center, Toyota Motor Corporation, 1200, Mishuku, Susono, Shizuoka, 410-11, Japan, 1994, volume 27, number 1
38. Julien C-T., / Tribological analysis of injection cams lubrication in order to reduce friction & wear / Handledare : M. Frederic Cabanettes, Examiner : Pr. Bengt-Göran Rosén / Ett examensarbete utfört enligt kraven för Högskolan i Halmstad / pp 57.

UOT: 62.6

## ROBOT MANİPULYATORLARIN TUTQACININ DİNAMİK QÜVVƏLƏR ANALİZİ

SÜLEYMAN SOLTANOV

Mexanika Mühəndisliyi Kafedrası,  
Bakı Mühəndislik Universiteti, 120 Həsən Əliyev Abşeron,  
Bakı 0101, Azərbaycan  
ssoltanov@beu.edu.az

### XÜLASƏ

Bu tədqiqat işində mövcud robot manipulyatorların tutqacının analitik üsulla kinetik xarakteristikalarının hesabı metodikası araşdırılmışdır. Tutqacın 3D modeli SolidWorks programında detallı dizayn olunmuş və simulyasiyadan istifadə etməklə dinamik qüvvələr analiziyerinə yetirilmişdir. Növbəti mərhələdə, analitik üsuldən və simulyasiyadan alınmış nəticələr müqayisə edilmişdir. Nəticədə tutqacın çıxış parametri olaraq tətbiq etdiyi qüvvələrin mexaniki detallın səthinə göstərdiyi təsirlər araşdırılmış və giriş-çıxış parametrlərinin arsasındaki asılılıqlar müəyyən edilmişdir.

**Açar sözlər:** robot tutqacı, sərbəstlik dərəcəsi, tutucu qüvvə, yivli ötürmə, reaksiya qüvvələri və moment, deformasiya.

### DYNAMIC FORCE ANALYSIS FOR GRIPPER OF ROBOTIC MANIPULATORS

#### ABSTRACT

This study examines the methodology for analyzing the kinetic characteristics of the gripper of existing robotic manipulators by analytical method. The 3D model of the gripper is designed in detail in SolidWorks software and dynamic forces analysis is performed using simulation. In the next stage, the results obtained from the analytical method and simulation are compared. As a result, the effects of the forces applied by the gripper as the output parameter on the surface of the mechanical part are investigated and the dependencies between the input-output parameters have been determined.

**Keywords:** robotic gripper, degree of freedom (dof), gripping force, threaded transmission, reaction forces and torque, deformation.

### АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ ДЛЯ ЗАХВАТА РОБОТА-МАНИПУЛЯТОРА

#### РЕЗЮМЕ

В данном исследовании рассматривается методология анализа кинетических характеристик захвата существующих роботов-манипуляторов аналитическим методом. Трехмерная модель захвата детально разработана в программе SolidWorks, а анализ динамических сил выполнен с помощью симуляции. На следующем этапе сравниваются результаты, полученные с помощью аналитического метода и симуляции. В результате исследовано влияние сил, прикладываемых захватом как выходным параметром на поверхность механической детали, и определены зависимости между входными-выходными параметрами.

**Ключевые слова:** роботизированный захват, степень свободы, сила захвата, резьбовая передача, силы реакции и крутящий момент, деформация.

## 1. Introduction

The grippers of robotic manipulators are a mechanism designed to hold and position objects while performing movements. The grippers usually have a symmetrical configuration and are designed to transmit input displacement, force and torque to the output gripping. The structural synthesis and kinetic characteristics of the grippers of robotic manipulators vary depending on the area of application. For this reason, the design of grippers of the robotic manipulators for

performing a specific operation has long been the research subject of scientists in institutions, in medicine, in military and other industries, and is still being developed in modern times.

Although little attention has been paid, grippers have been designed as a part of robotic manipulators from the past to the present, and the stages of development have been described in the literature [1], [2]. The methodology for determining the kinetic characteristics of the grippers of industrial robots has been studied in the literature [3]. In this case, the relations between the input and output parameters for different types of grippers are connected in the form of mathematical expressions. In a scientific study by Fantoni. G [4], the sensors used to monitor the effectiveness of gripping are briefly classified. Research phases for more modern robotic hands and grippers with optimal balance between mechanical structure, degree of freedom (dof), and sensors were also discussed.

In 2012, K.-M. Lee, C.-H. Liu explained the process of designing and simulating the dynamic parameters of the gripper of robotic manipulators [5]. Chih-Hsing Liu [6] simulated the dynamics of grippers in his dissertation. The literature [7] provides formulas for constructing equations of motion for multistage systems and especially for robotic devices. Here is a list of dynamic softwares designed for multi-item elements. Information on different types of gripper systems is available on online catalogs [8]. Chen, Jiun-Ru, Chen, Wei-En, Liu, CH, Wang, Yin-Tien, Lin, CB, Chen, Guan-Chen [9] proposed a method for the inverse kinetic analysis of a two-fingered gripper for holding a rigid sphere. The article [10] presents fast and simple algorithms for the direct construction of force-closing gripping forces based on the shape of the held object.

In this paper, the forces of a three-fingered gripper designed for use in robotic manipulators are analytically analyzed. The relationship between the gripping force and the torque applied as an input parameter has been determined. Based on the obtained results, the gripper mechanism is designed in detail and simulated. In this case, the reaction forces generated in the kinematic pairs, the transmission forces in threaded elements and the contact forces between the surface of the gripper and the mechanical part are analyzed and the values of the deformation of the part have been determined. The analytical and simulation results obtained during the force analysis are compared and a plan of proposals is developed to improve the design results.

## **2. Determination of the dof of the gripper of the robotic manipulator and the transmission force**

When the robot holds objects with the grippers, certain gripping forces exerting on their surfaces. Analytical determination and evaluation of gripping forces helps to estimate the deformations occurring on the surface of objects, to determine the stresses and reaction forces in kinematic pairs. To do this, it is necessary to estimate the torque transmitted from the actuator to the gripper mechanism as the input parameter. As a result, the relationship between the gripping force and the torque is determined analytically.

Let's first get acquainted with the 3D model of the gripper of the robotic manipulator to be studied and consider method of defining its dof (Figure 1, a). The gripper mechanism is three-fingered, synthesized from 7 moving links ( $L = 7$ ), total number of single dof (9 revolute joint and 1 helical joint) kinematic pairs is 10 ( $j_1 = 10$ ). As we have seen, the designed gripper of a robotic manipulator is a spatial mechanism composed of a combination of three planar mechanisms. It is known from the principle of transformation of mechanisms that if we add 1

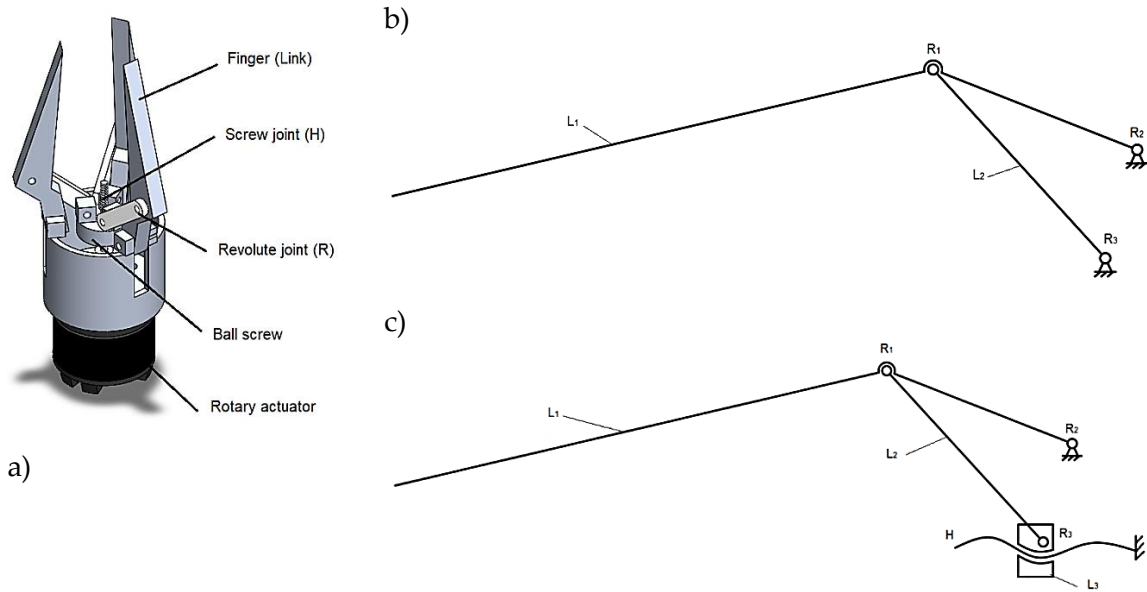


moving link to the structure (Figure 1, b), its dof will increase by 1 and become a mechanism with 1 dof (Figure 1, c).

The degree of freedom of the structure shown in Figure 1, b is found by using Grubler's formula as follows:

$$M = 3(L - 1) - 2J = 3 \cdot (3 - 1) - 2 \cdot 3 = 0 \quad (1)$$

where,  $M$ -is the dof or mobility ( $M = 0$ ),  $L$  - is the number of the links ( $L = 3$ ),  $J$  - is the number of joints ( $J = 3$ ).



Picture 1. Gripper mechanism and its drawings. a) 3D spatial model, b) structure, c) planar mechanism

The degree of freedom of the planar mechanism shown in Figure 1, c is found as follows:

$$M = 3(L - 1) - 2J = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot 4 = 1 \quad (2)$$

where,  $M$  - is the dof or mobility ( $M = 1$ ),  $L$  - is the number of the links ( $L = 4$ ),  $J$  - is the number of joints ( $J = 4$ ).

The dof of the gripper mechanism will be equal to one ( $M = 1$ ) shown in Figure 1, a assembled from 3 structures shown in Figure 1, b and shares 1 overall helical joint.

In the next step, let's examine the analytical calculation of the contact reaction force applied to the gripper of the robotic manipulator. To determine this, the dimensions of the links, the angles between the links, and the torque applied from the actuator to the gripper mechanism must be known as the input parameter (Figure 2).

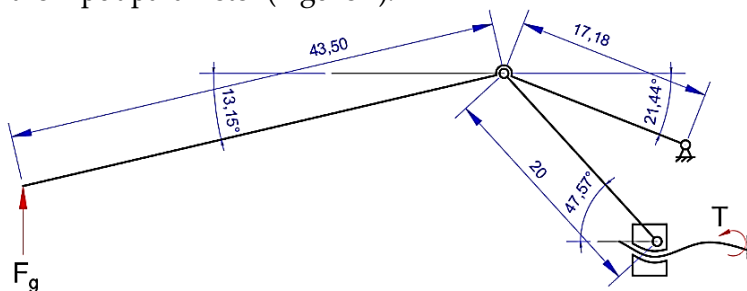


Figure 2. Geometric parameters for the gripper of the robotic manipulator in a given position.

It is known that a threaded transmission is used to obtain a large amount of force relative to the torque applied at the input at the output. First, to apply the torque  $T = 18 \text{ N} \cdot \text{m}$  to the threaded transmission from the actuator attached to the gripper, and calculate the force ( $F_a$ ) applied to the ball screw at the output (Figure 2, c). To do this, the geometric parameters of the screw in the threaded transmission (*Leadpitch* = 0.75 mm), the diameter of the threaded shaft ( $d = 2 \text{ mm}$ ) and the static friction coefficient ( $\mu = 0.08$ ) must be known.

To explain the transmission, the geometric parameters of the screw profile (Figure 3, a) and a schematic description of the applied forces are provided (Figure 3, b). In this case, the moment applied from the actuator to the shaft in the threaded transmission ( $F_s$ ) and then the force transmitted to the ball screw ( $F_a$ ) is calculated in the following sequence.

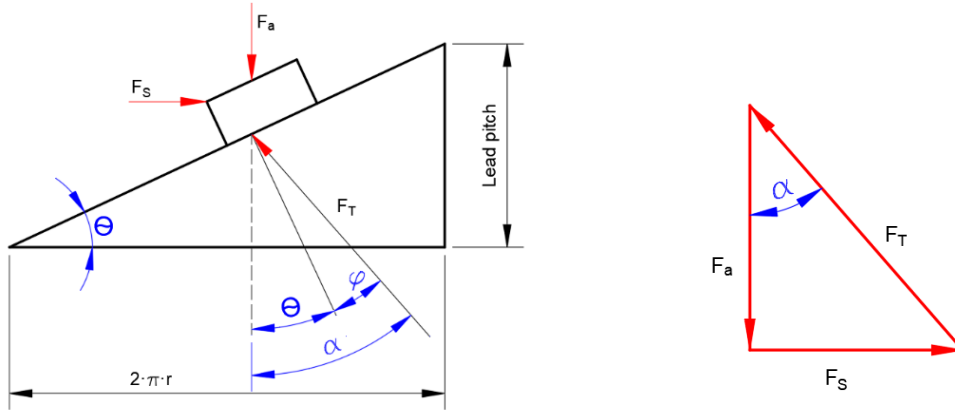


Figure 3. Geometric parameters and forces diagram of threaded transmission.

a) the profile of the screw, b) the diagram of the forces applied to the profile

$$\varphi = \tan^{-1}(\mu) = \tan^{-1}(0,08) = 4,57^0 \quad (3)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{\text{Leadpitch}}{2 \cdot \pi \cdot r} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0,75}{2 \cdot 3,14 \cdot 1} \right) = 6,78^0 \quad (4)$$

$$\alpha = \varphi + \theta = 4,57^0 + 6,78^0 = 11,35^0 \quad (5)$$

$$F_a = \frac{T}{r} = \frac{18}{1} = 18N \quad (6)$$

$$F_\alpha = \frac{F_s}{\tan \alpha} = \frac{18}{0,20} = 90N \quad (7)$$

Thus, the force applied to activate the gripper mechanism of the robotic manipulator is found  $F_a = 90N$ . Since the gripper mechanism consists of 3 identical planar mechanisms, the force transmitted to each structure will be  $F' = \frac{F_a}{3} = 30N$ . This will be numerically equal to the force transmitted to the input of the planar mechanism  $F' = -F$ .

### 3. Determination of the kinetic characteristics of the gripper of the robotic manipulator by analytical method

The force analysis of the gripper of robotic manipulators can be performed in several ways. In this study principles of Jean Le Rond d'Alembert is used in the following sequence (Figure 4).

$$\sum M = 0 \quad (8)$$

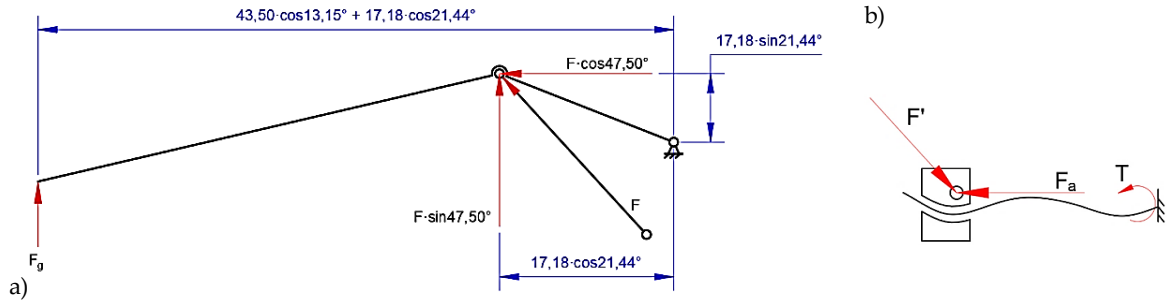


Figure 4. Forces applied to the gripper mechanism. a) geometric dimensions, b) free body diagram, c) forces acting on the threaded transmission

$$F_g \cdot (43,50 \cdot \cos 13,15^\circ + 17,18 \cdot \cos 21,44^\circ) = F \cdot \sin 47,50^\circ \cdot 17,18 \cdot \cos 21,44^\circ + F \cdot \cos 47,50^\circ \cdot 17,18 \cdot \sin 21,44^\circ \quad (9)$$

$$F_g \cdot 58,35 = F \cdot 15,87 \quad (10)$$

$$F_g = \frac{F \cdot 15,87}{58,35} = \frac{30 \cdot 15,87}{58,35} = 8,15N \quad (11)$$

During the study, the value of the gripping force applied to the surface of the mechanical part is determined  $F_g = 8,15N$  by using analytical method. As a result of the analytical research process, following mathematical expression is extracted for the calculation of the gripping force in the gripper mechanism of the robotic manipulator.

$$F_g = \frac{F_a}{3 \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{b}{a} \quad (12)$$

where,

$\gamma$  – is a transmission angle in the gripper mechanism,

$F_g$  – gripping force,

$a$  – is an arm of force  $F_g$ ,

$F_a$  – the force transmitted to a planar mechanism in the gripper,

$b$  – is an arm of force  $F_a$ .

#### 4. Computer simulation of the dynamic forces applied to the gripper of a robotic manipulator

Simulation modeling is the process of creating and analyzing a digital prototype to predict the performance of a physical model in the real world. Simulation modeling is used to help engineers determine under what conditions and in what ways elements and assemblies can be useful. In this case, simulation is considered more effective way to get a more accurate answer from the analysis and to speed up the process.

During the investigation, a 3D model of the robotic manipulator's gripper is designed in detail using SolidWorks software to perform the simulation. In this case, metallic materials are applied to the parts of the gripper, the static friction coefficient is defined, geometric dependencies are provided between the elements in the mechanism, and torque is applied from the actuator to realise motion for gripper mechanism. The geometric dimensions of the gripper

of the robot manipulator under study and the applied torque are the same as the values given in the analytical method. During the simulation, a mechanical element is designed to realize the function of the gripper and determine the contact reaction force (Figure 5, a). From the simulation of gripper of the robotic manipulator, the value of the reaction force applied to the ball screw ( $F_a$ ) (Table 1, a), the value of the contact reaction force applied by the gripper to the surface of the mechanical part ( $F_g$ ) (Table 1, b) and the value of surface deformation of the mechanical part ( $URES$ ) are determined (Figure 5, b).

Different shades of color on the surface of the mechanical element determine the value of deformation. Thus, the least deformed section of part is painted in blue (1.8 mm) and the most deformed section of part is painted in red (2.0 mm).

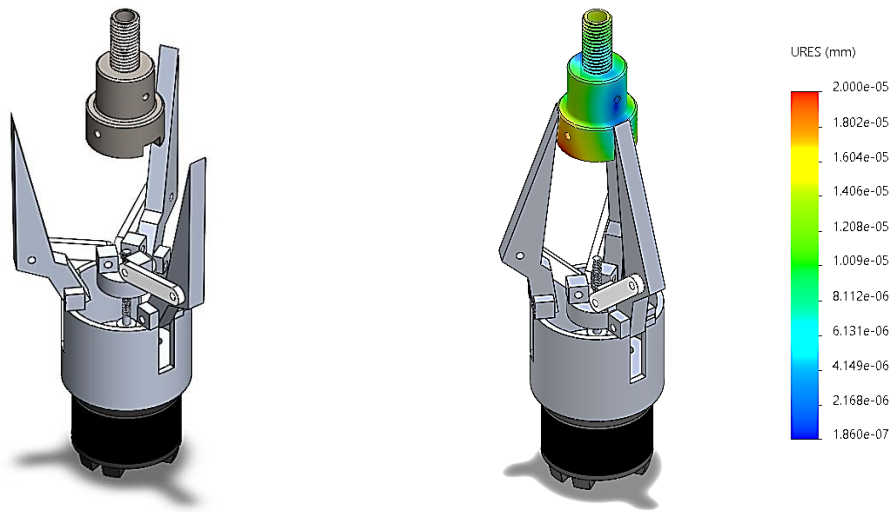
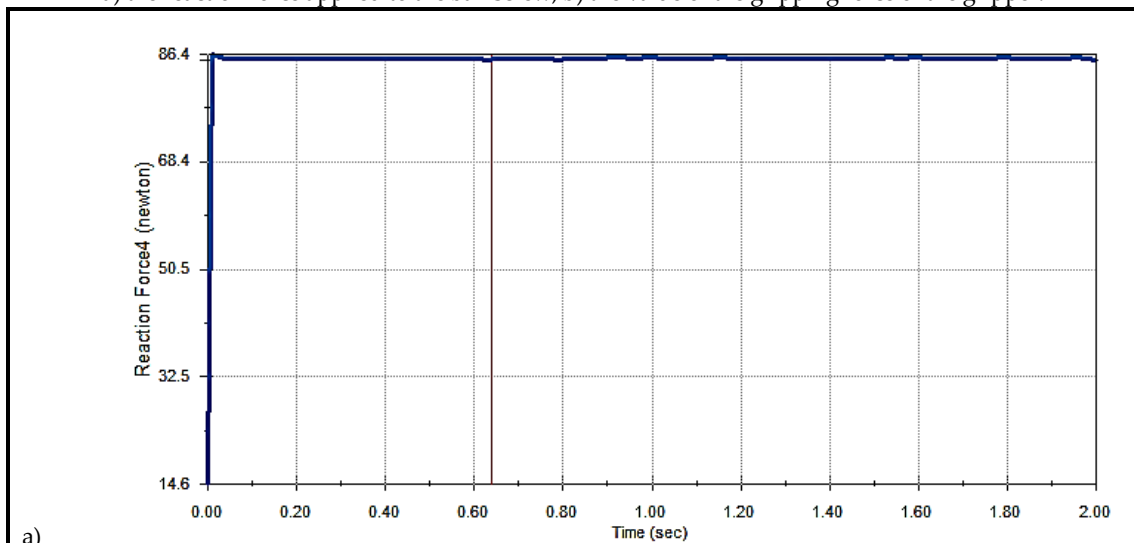
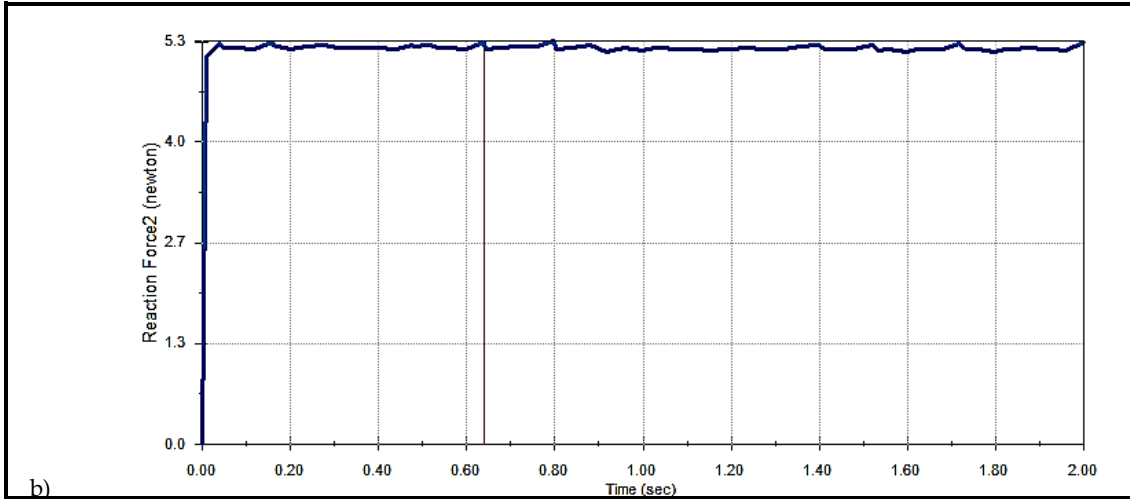


Figure 5. 3D model of the gripper of the robotic manipulator. a) gripper and mechanical part, b) deformation of the surface of the part as a result of simulation

Table 1. Results from the simulation for the gripper of robotic manipulator.

a) the reaction force applied to the ball screw, b) the value of the gripping force of the gripper.





During the study,  $F_a = 86,4N$  and  $F_g = 5,3N$  are obtained as a result of simulation of the gripper of the robotic manipulator. The results of the simulation and the analytical results are compared in Table 2.

Table 2. Kinetic properties for the gripper of the robotic manipulator obtained from the analytical and simulation methods.

Analytical method	Simulation	$\Delta$
$F_a = 90N$	$F_a = 86,4N$	$3,6N$
$F_g = 8,15N$	$F_g = 5,3N$	$2,85N$

## 5. Conclusions

The method of finding the degree of freedom of the gripper mechanism of robotic manipulators is introduced. The method of determining the transmission force and kinetic properties of the gripper by the analytical method is explained. As a result of the analytical method, the new formula to determine the relationship between the gripping force, the transmission angle and the applied force is generally extracted. Furthermore, after comparing the results of the simulation with the results of the analytical method, we get a more accurate result from the detailed design. The difference between the analytical and simulation results can be explained by the geometric dimensions, geometric shapes, material properties of the elements included in the gripper mechanism of robotic manipulators, the variety of static friction coefficients at the kinematic pairs.

**REFERENCES**

1. Bautista Paz E, Ceccarelli M, Echavarri Otero J, Munoz Sanz JJ, A brief illustrated history of machines and mechanisms. Science and Engineering, Book series on history of mechanism and machine science, vol 10. Springer, Dordrecht, 2010. doi:10.1007/978-90-481-2512-8
2. Marco Ceccarelli, Giuseppe Carbone, Grasping in Robotics, Book series on mechanisms and machine science, vol 1. Springer, Dordrecht, 2013. doi:10.1007/978-1-4471-4664-3
3. Chen F. Y., Force analysis and design considerations of grippers, *Industrial Robot: An International Journal*, Vol. 9 Iss: 4, pp.243 – 249, 1982.
4. Fantoni G., et al., Grasping devices and methods in automated production processes, *CIRP Annals – Manufacturing technology*, Vol. 63, pp. 679-701, 2014.
5. K.-M. Lee, C.-H. Liu, “Explicit dynamic finite element analysis of an automated grasping process using highly damped compliant fingers,” *Computers and Mathematics with Applications*, vol.64, pp. 965-977, 2012.
6. C.-H. Liu, A finite element based dynamic modeling method for design analysis of flexible multibody systems, Ph.D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2010.
7. Parviz E. Nikravesh, Multibody dynamics formulation, Grasping in Robotics, Book series on mechanisms and machine science, vol 1. Springer, Dordrecht, 2013. doi: 10.1007/978-1-4471-4664-3
8. SCHUNK Online Catalogue (2011) [http://www.schunk.com/schunk/schunk\\_websites/products/products\\_level\\_1\\_overview\\_typ4.html?product\\_level\\_1=244&product\\_level\\_2=0&product\\_level\\_3=0&country=INT&lngCode=EN&lngCode2=EN](http://www.schunk.com/schunk/schunk_websites/products/products_level_1_overview_typ4.html?product_level_1=244&product_level_2=0&product_level_3=0&country=INT&lngCode=EN&lngCode2=EN). Accessed Dec 2011
9. Chen, Jiun-Ru, Chen, Wei-En, Liu, CH, Wang, Yin-Tien, Lin, CB, Chen, Guan-Chen, Contact force analysis on two-fingered robot grasping, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multibody Dynamics*, vol 235, issue 2, 2020. doi: 10.1177/1464419320964022
10. Van-Duc Nguyen, V. Constructing force-closure grasps. *International Journal of Robotic Research*, 1988; 7: 3–16. doi: 10.1109/ROBOT.1986.1087483

UOT 621.762

## TERMİKİ EMAL PROSESİ İLƏ POLADLARDA BAŞ VERƏN PROSESLƏRİN ARAŞDIRILMASI

VURĞUN QƏHRƏMANOV

Bakı Mühəndislik Universiteti  
Mexanika Mühəndisliyi kafedrası  
*vqahremanov@beu.edu.az*

### XÜLASƏ

Məqalədə termiki emal prosesi ilə poladlarda istismar zamanı əmələ gələn qusurların yaranması və bunun qarşısının alınması üsullarına baxılmışdır. Poladlar onların kimyəvi tərkibindən, nö-vündən və istismar şəraiiindən asılı olaraq müxtəlif gərginliklərə məruz qalır və bunu nəticəsində poladlarda bir sıra qüsurlar, sınımlar, qırılmalar, əyilmələr bir sözlə vaxtından əvvəl sıradan çıx-malar baş verir. Həmin proseslərin yaranması səbəbləri arşadırılmış, onların qarşısının alınması üçün müxtəlif üsullardan istifadə edilmişdir. Bu üsullardan biri də termiki emal prosesi ilə xassələrə dəyi-şiklik etməklə poladlarda əmələ gələn qüsurların qarşısının alınmasıdır. Termiki emal proseslərinin müxtəlif üsulları ilə müxtəlif polad markalarında çox böyük müsbət dəyişiklik əldə etmək mümkün olur. Bu məqalədə konkret olaraq yastıq poladlarının xassələrinin termiki emal prosesi ilə yaxşılaş-dırılması məsələlərinə baxılmışdır

**Açar sözlər:** Polad, termiki emal, kimyəvi tərkib, qüsurlar, istismar, gərginlik, martensit

### INVESTIGATION OF STEEL PROCESSING PROCESSES IN STEELS

#### ABSTRACT

The article discusses the methods of thermal processing of steels and their prevention. Steels are subjected to different stresses depending on their chemical composition, type and operating conditions, and as a result, a number of defects, fractures, cracks, bends, in short, premature failure of steels occur. The causes of these processes have been investigated, and various methods have been used to prevent them. One of these methods is to prevent defects in steels by altering their properties with the heat treatment process. With different methods of heat treatment processes, it is possible to achieve very large positive changes in different steel grades. This article specifically addresses the issues of improving the properties of cushion steels by heat treatment

**Keywords:** Steel, heat treatment, chemical composition, defect, exploitation, stress, martensite

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ В СТАЛИ

#### РЕЗЮМЕ

В статье рассмотрены способы термической обработки сталей и их профилактика. Ста-ли подвергаются разным нагрузкам в зависимости от их химического состава, типа и усло-вий эксплуатации, в результате чего возникает ряд дефектов, изломов, трещин, изгибов, сло-вом, преждевременное разрушение сталей. Причины этих процессов были исследованы, и для их предотвращения применялись различные методы. Одним из таких методов является предотвращение появления дефектов в сталях путем изменения их свойств в процессе терми-ческой обработки. При разных способах термообработки можно добиться очень больших положительных изменений в разных марках стали. В данной статье специально расс-матриваются вопросы улучшения свойств амортизирующих сталей термической обработкой.

**Ключевые слова:** Сталь, термическая обработка, химический состав, дефект, эксп-луатация, напряжения, мартенсит.

**Giriş.** Tablandırılmış poladın tetroqanal martensit strukturunun həcmi, qalıcı austenitin xüsu-si həcmindən böyük olduğundan, tabəksiltmə zamanı baş verən çevrilmələr dəqiq dilotometr ciha-zında kiçik həcmi dəyişmələrə görə müşahidə olunur. Orada, nümunənin

sıxılması təkcə martensitin və genişlənməsi isə austenitin çevrilməsi ilə bağlı olur. Elə buna görə də tabı alınmış nümunələrdə bu cür çevrilmələr olmadığından cihaz horizontal xətt çəkir.

Deməli, termiki emal nəticəsində daha dəqiq desək tablandırma rejiminə məruz edilmiş poladlarda tabəksiltmə prosesi əsasən mrtensitin parçalanması, sementit və xüsusi karbidlərin əmələ gəlməsi, onları koaqulyasiyası (böyüməsi) qalıq austenitin parçalanması, əsas strukturda qayıtma və rekristallaşmadan ibarətdir.

**Məsələnin qoyuluşu:** Martensitin parçalanması prosesi karbon və legirləyici elementlərin atomlarını bərk məhlulda kristallik quruluşun qüsurları ətrafında ayrılması, karbonla zəngin sahənin və  $\epsilon$ - karbidlərin yaranmasının, karbon və legirləyici elementlərin karbid fazasına keçmələrinin formalaşmasını özündə cəmləşdirir. Bu zaman poladlarda həcmi mərkəzləşmiş tetraqonal qəfəsli strukturu, həcmi mərkəzləşmiş kub qəfəsli ferritə keçir.

**Məsələnin həlli:** Legirləyici elementlər, martensitin parçalanma kinetikasına, 150-200° C tabəksiltmə temperaturuna qədər zəif təsir göstərir və daha yüksək karbidəmələgətirici elementlər (Cr, Mo, W, V, Nb və s) martensitin parçalanmasını və nəticədə ondan karbonun ayrılmasını güclü yavaşdır.

Bu o deməkdir ki, qızdırma zamanı tablandırılmış poladda  $\epsilon$ - karbidlə birgə və ya ondan qabaq karbonla zəngin sahələr yaranır ki, ondan da tetraqonallığı tabəksildilmiş  $\alpha$ -martensitin tetraqonallığı xeyli aşır. Karbonla zəngin qabaqcadan yaranan sahələri strukturu  $\epsilon$ - karbidin strukturuna yaxın olub,  $\alpha$ -martensitlə  $\epsilon$ - karbid arasındakı səmtləşmə münasibətlərindən görmək olur ki, martensitin ustiqamətində qəfəsinin yenidən qurulması  $\epsilon$ - karbidin istiqamətlərinə uyğun alınır. Apardığımız tədqiqatın nəticəsi olaraq, şəkil 1-də IIIX15CT, IIIX15CTM, IIIX15CTФ poladlarının dilotometr əyriləri əsasında göstərmişik.

Şəkil 1-dən görüldüyü kimi, tabəksiltmənin başlanğıcında hər üç poladda proses oxşar şəkil-də getsə də, sonrakı mərhələlərdə Mo və V tetraqonallığın azalmasını müəyyən qədər yavaşdır, qa-lıq austenitin dayanıqlığını artırır və koaqulyasiyanın (böyümənin) sürətini azaldır.

Tabəksiltmə prosesinin sürətini hər iki element azaltsa da, molibdenin təsiri burada daha güclü hiss olunur.

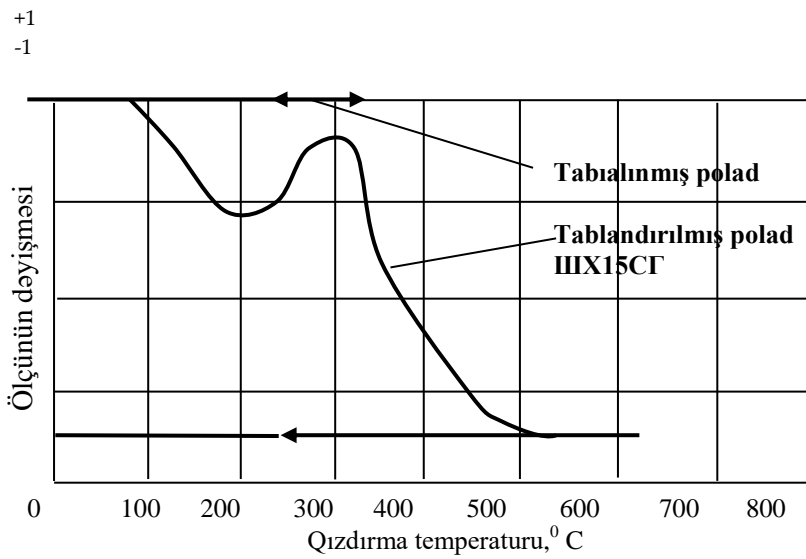
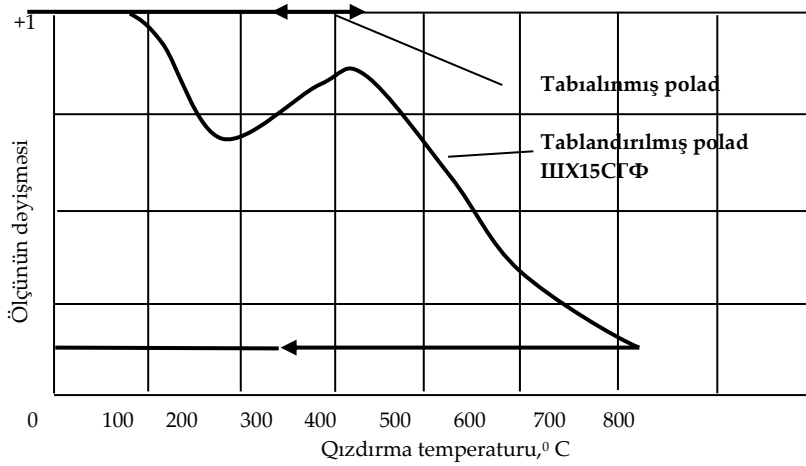
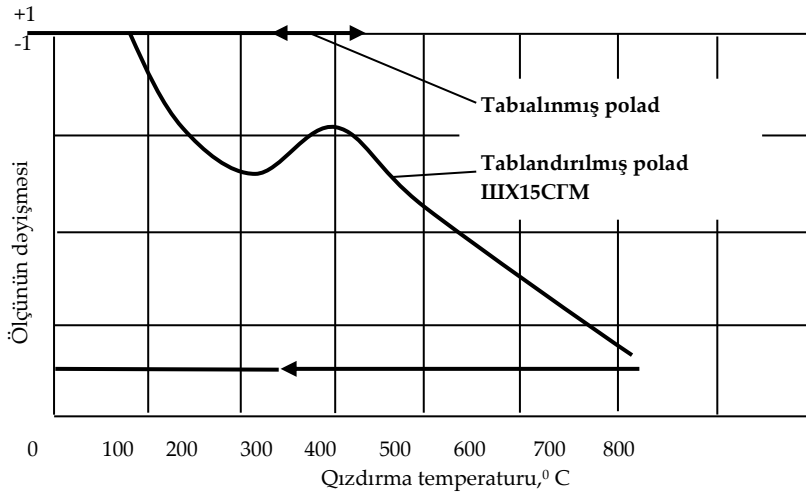
Karbidəmələgətirməyən (Ni, Cu), o cümlədən zəifkarbidəmələgətirən Mn, karbonun martensitdən ayrılmasını heç vaxt gecikdirmir.

200°C -dən aşağıda tabəksiltmə temperaturunda tablandırılmış poladın bərkliyi, maqnit nüfuzluğu, elektrik müqaviməti, xüsusi həcmi və başqa xassələrinin dəyişməsi müşahidə olunur. Hə-min temperaturda  $\alpha$ -martensitin kristallik strukturu və kristallik quruluşunun qüsurları kifayət qədər dəyişir. Bu da atomların sıx düzülüşü heksaqonal qəfəsə malik  $\epsilon$ - karbidin ( $Fe_3C$ ) və ondan qabaq karbonla zəngin həcmi mərkəzləşmiş tetraqonal qəfəsin yaranması ilə izah edilir[1,2]

Deməli, qızdırma zamanı tablandırılmış poladda  $\epsilon$ - karbidlə birgə və ya ondan qabaq karbonla zəngin sahələr yaranır ki, onun da tetraqonallığı tabəksildilməmiş  $\alpha$ -martensitin tetraqonallığı xeyli çoxalır. Karbonla zəngin qabaqcadan yaranan sahələrin strukturu  $\epsilon$ - karbidin strukturuna yaxın olub,  $\alpha$ -martensitlə  $\epsilon$ - karbid arasındakı səmtləşmə münasibətindən görmək olur. Göstərilən hər iki fazada karbon çox olduğundan,  $\epsilon$ - karbidin qəfəsinin yaranmasına yüksək enerji aktivliyi tələb olunmur. Temperaturun artması atomların istilik hərəkətinə yüksəldərək,



karbonun azal-masına səbəb olur. Buna görə də,  $\epsilon$ - karbid dayanıqlı olmur və onun yerinə karbonu az olan daya-nıqlı struktur-sementit ( $Fe_3C$ ) əmələ gəlir



Şəkil 1. IIIX15CF poladının tabəksiltmədə dilotometr əyrisinə Mo və V elementlərinin təsiri

Bir çox tədqiqatçılar martensitdən ayrılan sementit qəfəsinin martensit qəfəsinə nisbətən yönəlmə istiqamətini müəyyən edərək, onun austenitdən ayrılan sementit qəfəsinin yönəlmə istiqaməti müqayisəsində müəyyən etmişlər ki, onlar oxşar olmasalar da bir-birindən çox az fərqlənirlər [2,3]

Karbidəmələgətirici elementlərlə legirlənmiş poladlarda, daha yüksək temperatur şəraitində sementit az yaranır, çünki karbonun çoxu martensitdə həll olmuş halda qalır. Onu da qeyd etmək lazımdır ki, karbonun və karbidəmələgətirməyən elementlərlə legirlənmiş poladların martensit strukturlarında karbonun miqdarı daha çox az olur. Temperatur yüksəldikcə karbidəmələgətirməyənelementlərlə legirlənmiş poladlarda martensitdən karbonun ayrılması intensivləşir, bu da xüsusi karbidlərin əmələ gəlməsinə səbəb olur. Xüsusi karbidlərin təxmini əmələgətirmə temperaturu, xromlu poladlarda 400-500°C, vanadium və molibdenli poladlarda 500-550°C, niobium və volframli poladlarda isə 550-600°C təşkil edir.

Tabəksiltmə zamanı martensit və eləcə də perlit çevrilməsinə xüsusi karbidlərin iki yaranma mexanizmi mümkündür. Aralıq karbidindən-legirli sementit və ya bilavasitə bərk məhlulda yaranma yolu ilə.

Xüsusi karbidlərin legirli sementitdən yaranma mexanizmi, sementitin legirleyici elementlə, onda həllolma həddinə qədər doymasından sonra, onun qəfəsinin dəyişərək, xüsusi karbid qəfəsinə keçməsindən ibarətdir. Bu mexanizm, legirleyici elementin sementitdə, uyğun xüsusi karbidin yaranması üçün lazım olan, kifayət qədər yüksək həllolmasını nəzərdə tutur. Bütün karbidəmələgətirici elementlərdən təkə Cr elementi sementitdə yüksək həllolmaya (20%-ə qədər) malikdir. Mo və V elementləri poladlarda onda bir faiz həddində həll olurlarsa, IV və V qrup (V, Nb, Ti, Zr və s.) elementləri sementitdə heç həll olmur.

Tablandırılmış poladın tabəksildilməsi zamanı onda "yerində" mexanizmi ilə xrom karbidi  $(Fe_5Cr)_7C_3$  yarana bilər. Yüksəlxromlu poladlarda tabəksiltmə zamanı "yerində" mexanizmi ilə həmçinin  $(Fe_5Cr)_7C_3 \rightarrow (Fe_5Cr)_{23}C_5$  keçmə imkanı da ola bilər.

Xüsusi  $Cr_{23}C_6$  karbidinin odadvanlı xromnikelli poladın tabəksildilməsi zamanı yaranma mexanizmi çox mürəkkəb bir prosesdir. Tabəksiltmə temperaturunun 750-900°C sahəsində poladın bərkliyi artır və həmin temperaturda  $\gamma$ - bərk məhlulun qəfəsinin, karbid fazasının formalaşmasının başlanğıc mərhələsində, onun qəfəsi ilə bağlılığı sayəsində, mikrohəcmərdə pozulmalar çoxalır. Yaranan koherent gərginliklərin qiymətləndirilməsi, karbid fazası ilə əsas fazanın ( $\gamma$ ) fazanın qəfəsləri bir istiqamətdə səmtlənmiş olurlar. Tədqiq olunan poladların struktur təşkiledici fazalarının kris-tallik qəfəslərinin əlaqəli səmtlənməsi, tabəksiltmə zamanı  $\gamma$ -qəfəsin dəyişərək, karbid qəfəsinə keçmə mexanizminə aydın etməyə imkan verir.

#### **Alınan nəticələr:**

1. Qızdırma və soyutma zamanı yeni fazaların yaranmasına və yenidən kristallaşmasına başlanğıc strukturunun, qızdırma və soyutma sürətinin təsiri araşdırılmışdır.

2. Termiki emal zamanı karbid və nitridlərin austenitdə həll olma dərəcəsiindən asılı olaraq, poladlarda dispers möhkəmlənmə mexanizmi müəyyən edilmişdir

3. Müəyyən olunmuşdur ki, xromlu poladların tablandırma temperaturu yüksəldikdə bərk məhlulda xromun miqdarı artır, karbidlər azalır

### **İstifadə edilən ədəbiyyat**

1. T. Bikova and A. Treimanis, Carbohydr. Polym., 48, 23 (2002).
2. M. Strlic and J. Kolar, Biochem. Biophys. Methods, 56, 265 (2003)
3. Голдштейн М.И., Попов В.В. Растворимость фаз внедрения при термической обработке. М.: Металлургия, 1989.200 с.
4. А.П.Гуляев. "Металловедение" .изд.Металлургия,1977.
5. Məmmədov Z.Q., Şükürov R.İ, Termiki emal zamanı poladda möhkəmləndirici fazaların yaranması, həlli və onların kimyəvi sintesi. Bakı, Elm, 2008, 267 s.
6. "Металловедение и термическая обработка стали". Справочник.Изд. Металлургия, 1983.450 с.
7. Z.Q.Məmmədov, "Materialşünaslıq.Karbid fazaları və sərbəst karbidlər", Bakı, Elm, 2004, 235 səh.

UOT 621.822.5:621.432

## İKİTƏSİRLİ PORŞENLİ KOMPRESSORLARIN DİNAMİK ANALİZİNƏ DAİR

VALEH BAXŞƏLİ, NAİL MƏRDANOV, AYGÜN BƏKİROVA

Azərbaycan Texniki Universiteti, Mexanika kafedrası

Bakı, Azərbaycan

v.bakhshali@aztu.edu.az

### XÜLASƏ

Porşenli kompressorların kontakt cütlərinin yeyilmə səthlərində yaranan ara boşluqlarının analizi aparılmış, dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq real kinematik parametrlərin tapılması metodikası işlənmişdir. Ara boşluqları nəzərə alınmaqla inersiya qüvvələrinin təsiri altında porşenin və porşen həlqələrinin gərilmə prosesinin riyazi modeli hazırlanmışdır. Porşenli maşınların dirsək – sürüngəc mexanizmlərinin kinematik cütlərindəki ara boşluqları və yeyilmə prosesi nəzərə alınmaqla silindrdəki qaz təzyiqlərinin müəyyən edilməsi üçün nəzəri metodlar işlənmiş, ANSYS Workbench proqram təminatından istifadə edərək porşenin statik analizi yerinə yetirilmişdir. Alınmış elmi nəticələrin etibarlılığı mexanika və termodinamika qanunlarının əsasında alınmış nəticələrin doğruluğu ilə təmin edilir. Tədqiqatın nəticələri porşenli maşınların layihələndirilməsi və hesablanması zamanı faydalı ola bilər.

**Açar sözlər:** porşenli maşın, çarxqolu-sürüngəc mexanizmi, sürtünmə və yeyilmə, gərginlik.

### ABOUT DYNAMIC ANALYSIS OF DOUBLE-ACTING PISTON COMPRESSORS

#### ABSTRACT

Analysis of forces and clearances in contact pairs of wear surfaces of piston compressors is developed in this article. Theoretical expressions are derived to determine real kinematic parameters of crank-slider mechanisms of piston compressors with respect to the angle of rotation of the crankshaft. Mathematical modelling of the analysis of the stresses of the piston and piston rings under the influence of the inertia forces of the moving parts of the machine has been developed. A theoretical procedure for determining the gas pressure in the cylinder taking into account clearances and wear in the crank-piston mechanism has been developed and static analysis of the piston using the ANSYS Workbench computer software is presented. Reliability of the obtained results is ensured using precise principles of mechanics and thermodynamics. The results of the study can be useful in the calculation and design of piston machines used in the oil industry.

**Key words:** Piston machine, crank-piston mechanism, friction and wear, stresses.

### К ВОПРОСУ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

#### РЕЗЬЮМЕ

В данной статье разработан анализ сил и зазоров в контактных парах изнашиваемой поверхности поршневых компрессоров. Выведены теоретические выражения для определения реальных кинематических параметров кривошипно-ползунных механизмов поршневых компрессоров относительно угла поворота коленчатого вала. Разработано математическое моделирование анализа напряжений поршня и поршневых колец под действием сил инерции подвижных частей машины. Разработана теоретическая методика определения давления газа в цилиндре с учетом зазоров и износа в кривошипно-ползунного механизма и приведен статический анализ поршня с применением компьютерного программного обеспечения ANSYS Workbench. Надежность и достоверность полученных результатов обеспечивается с применением точных принципов механики и термодинамики. Результаты исследования могут быть полезны при расчете и проектировании поршневых машин, применяемых в нефтепромышленном отрасли.

**Ключевые слова:** Поршневая машина, кривошипно-поршневой механизм, трение и износ, напряжения.

### Giriş

Neft və qazın nəqli sahəsində regionda mövcud olan beynəlxalq boru xətləri (Bakı-Tbilisi-Ceyhan əsas ixrac neft kəməri, Cənub axını, TANAP, TAP və s. qaz kəmərləri) üzərində yerləşən

kompressor və nasos stnsiyalarında tətbiq olunan maşın və avadanlıqların etibarlılığı və işgörmə qabiliyyətinin yüksəldilməsi, həmçinin bu maşınların təsirindən ətraf mühitin çirklənməsinin qarşısının alınması vacib praktiki məsələlərdir. Neft və qaz sənayesində istifadə olunan porşenli maşınların və onların dirsək-sürüngəc mexanizmlərinin (DSM)tədqiqinə həsr olunmuş işlərin analizi göstərir ki,sürtünmə və yeyilmənin nəticəsində yaranan ara boşluqlarını nəzərə almaqla bu sahədə dinamik və kinematik tədqiqat işlərinin aparılmasına ehtiyac vardır [1, 2, 3].

Məlumdur ki, sürtünmənin və ara boşluqlarınının nəzərə alınmadığı "ideal" çarxqolu-sürüngəc mexanizmlərində bəndlərin kinematik və dinamik vəziyyəti yalnız çarxqolunun  $\varphi$  dönmə bucağı ilə müəyyən edilir. Başqa sözlə, xarici qüvvələrin təsiri altında mexanizmin verilmiş kinematik və həndəsi parametrləri əsasında aparən bəndin hərəkət tənliyi nəzərə alınmaqla tərtib olunmuş bir diferensial tənliklə mexanizmin dinamik parametrləri tapılır. Lakin, kinematik cütlərdəki sürtünmə və yeyilmə, həmçinin ara boşluqları nəzərə alındıqda mexanizmin sərbəstlik dərəcələrinin sayı artır və onun hərəkətinin diferensial tənliklərinin tərtibi və bu tənliklərin həlli xeyli mürəkkəbləşir [4, 5].

Real DSM-in kinetoststik analizi nəticəsində müxtəlif bəndlərə təsir edən qüvvələrin və gərginliklərin tapılması üçün metodikanın işlənməsi praktiki əhəmiyyətə malikdir. Burada mexanizmin bəndlərinin inersiya qüvvələrinin təsiri altında baş verən gərilmə prosesinin tədqiqi və möhkəmlik hesablarınının aparılması aktual problemlərdən biridir.

#### **Dirsək-sürüngəc mexanizminin kinematik analizi**

Şəkil 1-də ara boşluqları nəzərə alınan real DSM-nə təsir edən silindr daxilindəki təzyiqlik qüvvələri, bəndlərin ağırlıq qüvvələri, reaksiya qüvvələri və həmçinin inersiya qüvvələri göstərilmişdir. Burada çarxqolunun Ofırlanma mərkəzi  $Oxy$  koordinat sisteminin koordinat başlanğıcı, silindrin oxu isə  $y$  absis oxu qəbul edilmişdir.

Məlumdur ki, "ideal" mexanizmlərdə irəliləmə hərəkəti edən porşen qrupunun hərəkət tənliyi aşağıdakı kimi yazılır [3]:

$$y_{O'}^0 = L \cdot \cos \beta_0 - R \cos \varphi = L - R \cos \varphi - \frac{R^2}{2L} \sin^2 \varphi \quad (1)$$

Burada  $R$  –çarxqolunun radiusu,  $L$  – sürgüqolunun uzunluğu,  $\varphi$ - çarxqolunun dönmə bucağı,  $\beta_0$  - sürgüqolunun kreskopfun  $O^1$ barmağı ətrafında dönmə bucağıdır.

(1) ifadəsini diferensiallayıb ideal DSM-n irəliləmə hərəkəti edən hissələrinin sürət və təcilləri tapılır:

$$v_{O'} = R\omega_z \sin \varphi - \frac{R^2}{2L} \omega \sin 2\varphi, w_{O'} = R\omega_z^2 \cos \varphi - \frac{R^2\omega_z^2}{L} \cos 2\varphi$$

Burada  $\omega_z = \frac{d\varphi}{dt}$  -çarxqolunun bucaq sürətidir.

İdeal DSM-in sürgüqolunun  $O^1$  barmağı ətrafında fırlanma hərəkəti zamanı  $\omega_{cr}$  bucaq sürəti və  $\varepsilon_{cr}$  bucaq təcili (2) ifadəsinə əsasən aşağıdakı kimi tapılır:

$$\omega_{cr} = \frac{RL\omega_z \cos \varphi}{L^2 - 0.5R^2 \sin^2 \varphi}$$

$$\varepsilon_{cr} = -RL^3 \omega_z^2 \sin \varphi + 0.5L^3 \omega_z^2 \sin^3 \varphi + \frac{R^3 L \omega_z^2 \sin \varphi \cos^2 \varphi}{L^4 + 0.25R^4 \sin^4 \varphi - R^2 L^2 \sin^2 \varphi} \quad (2)$$

Tədqiqatlar göstərir ki, sürtünmə və yeyilmə prosesi nəzərə alınan real mexanizmlərin kinemati və dinamik analizi əlavə sərbəstlik dərəcələrinin yaranması səbəbindən xeyli mürəkkəbləşir. Burada kinematik cütlərdəki kontakt və qeyri-kontakt hallarının təkrarlanması, zərbə və vibrasiya hadisələrinin baş verməsi mexanizmin qeyri-müəyyən və idarəolunmaz hərəkətinə səbəb olur. Tədqiqatlar göstərir ki, sürtünmə cütlərindəki ara boşluqları mexanizmin kinematik və dinamik sistemə həlledici dərəcədə təsir göstərir [6].

Mexanizmdəki ara boşluqlarının nəzərə alınması qeyri-xətti dəqiqlik nəzəriyyəsinin tətbiqi ilə ÇSM-in vəziyyətlərinin, sürət və təcillərinin xətlərinin idarə olunmasına imkan verir. Burada mexanizmin dəqiqlik və etibarlılığının yüksəldilməsi üçün metodika işlənmişdir.

Real mexanizmin sürüncəsinin (porşen qrupunu) hərəkət tənliyi Şəkil 1-dən istifadə etməklə aşağıdakı kimi tərtib edilir:

$$y_{O'} = L \cos \beta - R \cos \varphi + e_1 \cos \alpha + e_2 \cos \theta = L - \frac{R^2}{2L} \sin^2 \varphi - \frac{Re_1}{L} \sin \alpha \sin \varphi - \frac{Re_2}{L} \sin \theta \sin \varphi - R \cos \varphi + e_1 \cos \alpha + e_2 \cos \theta. (3)$$

Burada  $\beta$  - sürgüqolunun oxu ilə silindr oxunun ( $y$  oxu) arasında qalan bucaqdır,  $\alpha$  və  $\theta$  - mexanizmin çarxqolu-sürgüqolu və sürgüqolu - sürüncə cütlərindəki kontakt nöqtələrinin dönmə bucaqları,  $e_1$  və  $e_2$  - çarxqolu boyuncuğu, sürüncə barmağı və sürgüqolunun oymaqları arasında olan ara boşluqlarıdır.

(3) ifadəsini diferensiallayaraq porşen qrupunun sürət və təcilini tapırıq:

$$v_{O'} = R\omega \sin \omega t - \frac{R^2}{2L} \omega \sin 2\omega t - \frac{Re_1}{L} (\omega \sin \alpha \cos \omega t + \omega_1 \cos \alpha \sin \omega t - \frac{Re_2}{L} (\omega \sin \theta \cos \omega t + \omega_2 \cos \theta \sin \omega t) - e_1 \omega_1 \sin \alpha - e_2 \omega_2 \sin \theta (4)$$

$$w_{O'} = R\omega^2 \cos \omega t - \frac{R^2 \omega^2}{L} \cos 2\omega t - \frac{2Re_1 \omega \omega_1}{L} \cos \alpha \cos \omega t - \frac{Re_1}{L} (\omega_1 + \omega_2) \sin \alpha \sin \omega t - \frac{Re_1 \varepsilon_1}{L} \cos \alpha \sin \omega t - \frac{2Re_2 \omega \omega_2}{L} \cos \theta \cos \omega t + \frac{Re_2}{L} (\omega^2 + \omega_2^2) \sin \theta \sin \omega t - \frac{Re_2 \varepsilon_2}{L} \cos \theta \sin \omega t - e_1 \omega_1^2 \cos \alpha - e_1 \varepsilon_1 \sin \alpha - e_1 \omega_2^2 \cos \theta - e_2 \varepsilon_2 \sin \theta (5)$$

Burada  $\omega_1$  və  $\varepsilon_1$  - çarxqolu-sürgüqolu cütliyündəki kontakt nöqtələrinin fırlanma hərəkətindəki bucaq sürəti bə bucaq təcildir,  $\omega_2$  və  $\varepsilon_2$  - sürgüqolu-sürüncə cütliyündəki kontakt nöqtələrinin fırlanma hərəkətindəki bucaq sürəti bə bucaq təcildir. Burada kiçik  $e_1^2$ ,  $e_2^2$  və  $e_1 e_2$  kəmiyyətləri nəzərə alınmamışdır.

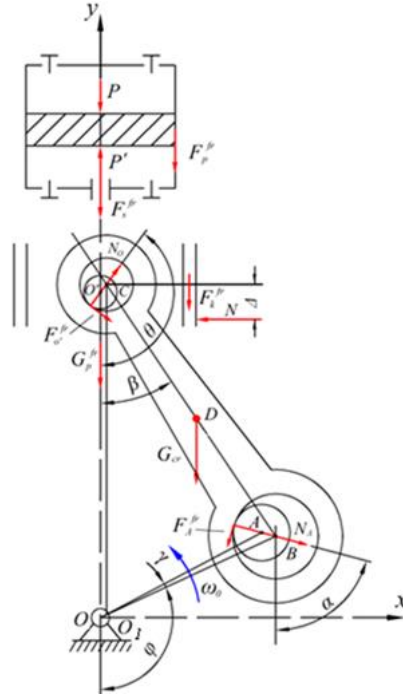
### Dirsək-sürüncə mexanizminin dinamik analizi

Kinematik cütlərdəki ara boşluqları nəzərə alınan sürgüqolunu şərti olaraq "səndələyən sürgüqolu" adlandırmaq. Şəkildə ara boşluqları nəzərə alınan DSM-ə təsir edən qüvvələr göstərilmişdir:

$Pv \text{ və } P^l$  - porşenə təsir edən qazın təzyiqlik qüvvələri,  $-G_p = M_p g$  porşen qrupunun ağırlıq qüvvəsi,  $G_{\text{mcr}} = M_{\text{cr}} g$  - sürgüqolunun ağırlıq qüvvəsi ( $M_{\text{cr}}$  və  $M_p$  - sürgüqolunun və porşen qrupunun ağırlıq qüvvəsi,  $F_n^{fr}$  - porşen halqaları ilə silindr divarı arasındakı sürtünmə qüvvəsi,  $F_c^{fr}$  kipləşdiricilərlə həlqələr arasındakı sürtünmə qüvvəsi,  $-\bar{F}_p^{in} = -M_p \bar{W}_{O'}$  porşen qrupunun inersiya qüvvəsi ( $\bar{W}_{O'}$  - porşenin təcili);  $\sum \bar{F}_{O'}^{in} = -M_{\text{cr}} \bar{W}_{O'}$  - sürüncənin elementlərinin D ağırlıq mərkəzində tətbiq olunmuş köçürmə hərəkətindəki əvəzləyici inersiya qüvvəsi,  $\sum \bar{F}_t^{in} =$

–  $\sum m_i (\bar{\varepsilon}_{cr} \times \bar{r}_i)$ - sürgüqolunun elementlərinin  $O'$  nöqtəsi ətrafında fırlanma hərəkətindəki toxunan inersiyaqüvvələrinin əvəzləyicisi,

$\sum \bar{F}_n^{in} = \sum m_i \omega_{cr}^2 \bar{r}_i$ - sürgüqolunun elementlərinin  $O'$  nöqtəsi ətrafında fırlanma hərəkətindəki normal inersiya qüvvələrinin əvəzləyicisi, ( $\omega_{cr}$  və  $\varepsilon_{cr}$ ) sürgüqolunun kreskopfun  $O'$  barmağı ətrafında fırlanma bucaq sürəti və bucaq təcili,  $m_i$  və  $r_i$  – sürgüqolunun  $M$  elementinin kütləsi və radius-vektoru);  $F_k^{fr}$ - kreyskopfla istiqamətləndiricilər arasındakı sürtünmə qüvvəsi,  $N_k$  – kreyskopfun normal qüvvəsi,  $N_{AV}$  və  $F_A^{fr}$   $F_A^{fr}$  - çarxqolu ilə sürgüqolu arasındakı normal və sürtünmə qüvvəsi,  $N_o^1$  və  $F_{O'}^{fr}$  - sürgüqolu ilə sürüngəcin barmağı arasındakı normal və sürtünmə qüvvəsi.



Şəkil 1. Dirsək-sürüngəc mexanizmi və ona təsir edən qüvvələr

İndi müstəvi hərəkət edən “səndələyən sürgüqolu”nun  $O'$  mərkəzinə nəzərən  $P^{in}$ ,  $T^{in}$  və  $N^{in}$  gətirilmiş inersiya qüvvələrini (4) və (5) ifadələrini nəzərə alaraq aşağıdakı kimi tapaq.

$$P^{in} = -M_{cr} \omega_{O'} = M_{cr} \left[ R \omega^2 \cos \omega t - \frac{R^2 \omega^2}{L} \cos 2\omega t - \frac{R e_1 \omega \omega_1}{L} \sin \alpha \cos \omega t + \frac{R e_1}{L} (\omega^2 + \omega_1^2) \sin \alpha \sin \omega t - \frac{R e_1 \varepsilon_1 \cos \alpha \sin \omega t}{L} - \frac{2 R e_2 \omega \omega_2}{L} \cos \theta \cos \omega t + \frac{R e_2}{L} (\omega^2 + \omega_2^2) \sin \theta \sin \omega t - \frac{R e_2 \varepsilon_2}{L} \cos \theta \sin \omega t - e_1 \varepsilon_1 \sin \alpha - e_2 \omega_2^2 \cos \theta - e_2 \varepsilon_2 \sin \theta \right] (6)$$

$$T^{in} = \sum \bar{F}_t^{in} = - \sum m_i (\bar{\varepsilon}_{cr} \times \bar{r}_i) = \varepsilon_{cr} \sum m_i \bar{r}_i = M_{cr} \varepsilon_{cr} \bar{r}_c (7)$$

$$N^{in} = \sum \bar{F}_n^{in} = \sum m_i \omega_{cr}^2 \bar{r}_i = \omega_{cr}^2 \sum m_i \bar{r}_i = M_{cr} \omega_{cr}^2 \bar{r}_c (8)$$

Burada (6), (7) və (8) inersiya qüvvələrinin sürgüqolunun oxu boyunca və oxa perpendikulyar istiqamətdə əvəzləyicilərini tapıb onun möhkəmlik hesabatlarını aşağıdakı ifadələrin köməyi ilə apara bilərik.

$$M_{max}^{ay} = (P^{in} \sin \beta + T^{in}) L (9)$$

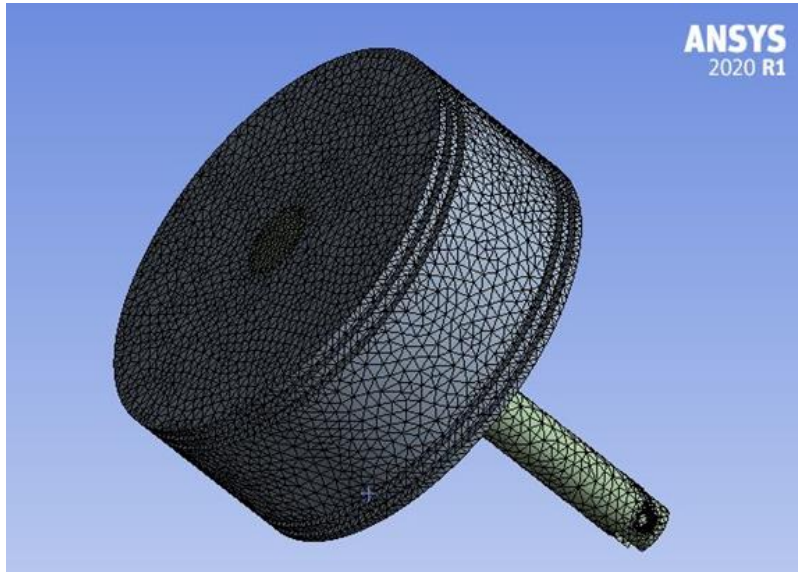
$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}^{xy}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (10)$$

Burada  $W_x$  – sürgü qolunun en kəsiyinin mərkəzi oxuna nəzərən müqavimət momentidir.

Konkret porşenli kompressorun (ARIEL, 505VP15/18, 405GP15/70 və s.) konstruktiv parametrləri əsasında (6), (7) və (8) ifadələrini (9) və (10) ifadələrində nəzərə almaqla inersiya qüvvələrinin təsiri altında DSM-in sürgüqolundakı gərginlikləri tapmaqla möhkəmlik hesabları aparmaq olar. Riyazi modelləşdirmənin nəticəsi kinematik cütlərdəki ara boşluqlarının nəzərə almaqla DSM-in vəziyyətlərinin, sürət və təcillərinin xətlərinin idarə olunmasına imkan verir.

### Porşenin ANSYS proqramı vasitəsilə modelləşdirilməsi

Əvvəlcə tədqiqat işində SolidWorks proqram təminatı vasitəsilə porşenin eskizini və modelini hazırlayırıq. Sonra SolidWorks proqram təminatında hazırlanmış nümunəni IGES formatında yaddaşda saxlayıb, ANSYS proqram təminatına daxil edib struktur analizi üçün sonlu elementlər analizindən (SEA) istifadə edərək tədqiqatı davam etdiririk. Daha sonra porşen üçün statik analiz (9) və (10) ifadələrinin əsasında ANSYS proqram təminatından istifadə edərək yerinə yetirilmişdir. SolidWorks proqram təminatında hazırlanmış nümunəni ANSYS – də modelləşdirmək üçün elementlərinə (torlara) ayırırıq. Bu elementlərdə düyün adlandırılan nöqtələr bir – birinə bağlanır. Şəkil 2 - də ikitəsirli porşen ilə porşen çubuğunun tor (meshing) modelləşdirilməsi göstərilmişdir.



Şəkil 2. İkitəsirli porşen və porşen çubuğunun tor modeli.

Porşen çubuğunun sonunu sərt bərkidilmişdir. 405GP15/70 tipli porşenli kompressorun birinci mərhələsi üçün porşen səthlərinin üst tərəfinə  $p_h = 4,5MPa$ , alt tərəfinə isə  $p_b = 1,01MPa$  təzyiq tətbiq olunmuşdur. Tədqiq olunan porşen karbonlu polad, boz çuqun, alüminium ərintisindən və s. materiallardan hazırlanmışdır. Burada tədqiqat işi üçün alüminium ərintisi və boz çuqun materialları seçilmişdir. ANSYS kompüter proqramı vasitəsilə alınan nəticələrin müqayisə tədqiq edilən materialların optimal seçiminə imkan verir.



## **Nəticələr**

Porşenli maşınların dirsək – sürüngəc mexanizmlərinin kinematik cütlərindəki ara boşluqları və yeyilmə prosesi nəzərə alınmaqla silindrdəki qaz təzyiqlərinin müəyyən edilməsi üçün nəzəri metodlar işlənmiş, ANSYS Workbench proqram təminatından istifadə edərək porşenin statik analizi yerinə yetirilmişdir. Alınmış elmi nəticələrin etibarlılığımexanika və termodinamika qanunlarının əsasında alınmış nəticələrin doğruluğu ilə təmin edilir.

Tədqiqatın nəticələri neft və qaz sənayesində istifadə olunan porşenli kompressorların mexaniki xassələrinin yüksəldilməsi üçün istifadə edilə bilər.

## **ƏDƏBİYYAT**

1. Rangwala A. S. Reciprocating Machinery Dynamics, New Age International Publishers, Delhi, 2006, 531pp.
2. Davitashvili N., Bakhshaliev V. Dynamics of Crank-Piston Mechanisms. Springer Publisher, 2016, 242 pp.
3. Frenkel M.I. Piston Compressors. Moscow, 1969, 744pp. (Френкель М.И. Поршневые компрессоры. М., 1969, 744 с.)
4. Bakhshaliev V.I. Mathematical Modelling of the Wear Process of the Nanosurface of Sliding Bearings Made of Self-Lubricating Materials. Scientific & Academic Publishing, USA, Int. J. of Mechanics and Applications, Vol.2, No.4, 2012, p. 43-48
5. Sergeev V.I., Yudin K.M. Study of the dynamics of plane mechanisms with gaps, Moscow, Science, 1974, 111 pp. (Сергеев В.И., Юдин К.М. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами, М., Наука, 1974, 111 с.)
6. Bakhshaliev V.I. Mechanics of Piston Machines, Lambert Academic Publishing, Berlin, Germany, 2011, 320 pp.

UOT: 624.1

## QORUYUCU KONSTRUKSIYALARIN SƏS İZOLYASIYASINA NƏZARƏT

**MAARİF ZABİT OĞLU YUSİFOV**

Azərbaycan Memarlıq və İnşaat Universiteti,

<https://orcid.org/0000-0002-5015-8354>

[maarif\\_yusifov@mail.ru](mailto:maarif_yusifov@mail.ru)

### XÜLASƏ

Məqalədə bina və qurğuların qoruyucu konstruksiyalarının səs keçiriciliyi, konstruksiyaların kipliyi tədqiq olunmuş, qarşısının alınmasının müasir üsullarına baxılmışdır. Bunun üçün bina və qurğuların texniki vəziyyətinin təhlil edilərək müxtəlif növ konstruksiyaların səskeçiricilik səviyyəsi, onları yaradan səbəblər, onlara qoyulan mövcud normativ tələblər nəzərdən keçirilmişdir. Xarici səs-küyün əsas mənbələri analiz edilərək, onlara qarşı maneəlayici tədbirlərin və həmçinin səskeçiriciliyə qarşı müqaviməti yüksək olan materialların inşaat işlərində daha geniş istifadə olunması vurğulanmış, səsi yaradan səbəblər tədqiq edilmişdir. Bina daxilində konstruksiyaların səs izolə dərəcəsini müəyyən etmək üçün konstruksiyaların səs tezlik xüsusiyyətlərini normativ tezlik xüsusiyyətləri ilə müqayisə edilərək müvafiq qərar qəbul edilməsi araşdırılmışdır. Relyefdən asılı olaraq səs-küy səviyyəsinin azaldılmasına və mühəndisi abadlaşdırma tədbirləri vasitəsilə bu məqsədə nail olmağın mümkünlüyü göstərilmişdir. Divar konstruksiyalarının layihələndirilməsi zamanı səs keçiriciliyini əngəlləyəcək bir sıra tədbirlərin nəzərə alınması göstərilmişdir.

**Açar sözlər:** Səs izolyasiyası, səs-küy, kiplik, səs səviyyəsi, qoruyucu konstruksiyalar.

### SOUND INSULATION CONTROL OF PROTECTIVE STRUCTURES

#### ABSTRACT

The article studies the sound conductivity of protective structures of buildings and structures, the strength of structures, modern methods of prevention are considered. To do this, an analysis of the technical condition of buildings and structures was carried out, the sound conductivity levels of various types of structures, their causes, existing regulatory requirements for them were considered. The main sources of external noise were analyzed, the wider use of barrier measures against them in construction, as well as materials with high resistance to sound conductivity were emphasized, the causes of sound were investigated. To determine the degree of sound insulation of structures inside the building, the adoption of an appropriate decision was investigated by comparing the sound-frequency characteristics of structures with standard frequency characteristics. It is shown that, depending on the terrain, it is possible to reduce the noise level and achieve this goal with the help of engineering measures for landscaping. It is shown that when designing wall structures, it is necessary to take into account a number of measures that will hinder sound permeability.

**Key words:** Sound insulation, noise, tightness, sound level, protective structures.

### КОНТРОЛЬ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

#### РЕЗЮМЕ

В статье изучена звукопроводность защитных конструкций зданий и сооружений, прочность конструкций, рассмотрены современные методы профилактики. Для этого был проведен анализ технического состояния зданий и сооружений, рассмотрены уровни звукопроводности различных видов конструкций, причины, их вызывающие, существующие нормативные требования к ним. Были проанализированы основные источники внешнего шума, подчеркнуто более широкое применение в строительстве барьерных мер против них, а также материалов с высокой устойчивостью к звукопроводности, исследованы причины, вызывающие звук. Для определения степени звукоизоляции конструкций внутри здания исследовано принятие соответствующего решения путем сравнения звуко-частотных характеристик конструкций с нормативными частотными характеристиками. Показано, что в зависимости от рельефа можно снизить уровень шума и достичь этой цели с помощью инженерных мероприятий по благоустройству. Показано, что при проектировании стеновых конструкций необходимо учитывать ряд мер, которые будут препятствовать звукопроницаемости.

**Ключевые слова:** Звукоизоляция, шум, герметичность, уровень шума, защитные конструкции.

Bina və qurğuların istismarı dövründə müntəzəm, dövrü olaraq müəyyən əlamətlərin yaranması zamanı və ya binanı istismar edən şəxslərin müraciəti üzrə nəzarət həyata keçirilməli və lazım gəldikdə qoruyucu konstruksiyaların səs izolyasiya qabiliyyəti bərpa olunmalıdır.

Xarici səs-küyün əsas mənbələri avtomobil və dəmiryolu magistrallarından keçən şəhər nəqliyyatının bütün növlərinin, su hövzələrində hərəkət edən gəmilərin, hava limanlarına uçuş zonalarında təyyarələrin, istehsal, kommunal və energetika obyektlərinin və onların ayrı-ayrı qurğularının, açıq stadion-ların, məhəllədaxili səs-küy mənbələrinin səs axınlarıdır. Eləcə də bura aiddir; qarajlara giriş yerlərində nəqliyyat, dayanacaqlarda yaranan səsələr, obyektlərin ventilyasiyası və kondisioner sistemləri, mərkəzi istilik məntəqələri, mağazaların təsərrüfat həyətləri, idman və oyun meydançaları, tikinti meydançaları və s.

Bina daxilində səs-küyün yaranması və eyni zamanda yayılması inşaat konstruksiyaların kipliyindən birbaşa asılıdır. Belə ki, konstruksiya daxilində və xüsusən birləşmə yerlərində qalan boşluqlar birbaşa olaraq səsin maneəsiz keçidində də şərait yaradır.

Yığma, yığma-monolit və monolit bina və qurğuların kipliyi, birləşmələrin havakeçirmə dərəcəsi, mühəndis kommunikasiyalarının və eləcə də, konstruksiyaların özlərinin sızma yerləri ilə xarakterizə olunur. Konstruksiyaların havakeçiriciliyi (hava keçirmə qabiliyyəti) inşaat elementlərinin qalınlığından, materialın sıxlığından və konstruksiyaların hazırlanma işlərinin keyfiyyətindən, birləşmələrin monolitləşmə və hermetikliyindən (kipliyindən) asılıdır.

Konstruksiyaların hermetikliyi (kipliyi) sadə üsullarla təyin edilir – eşitmə, görünüş, əl ilə yoxlama, eləcə də alət və vasitələrlə təyin edilə bilər.

Konstruksiyaların kipliyinin yoxlanılmasının sadə üsulları kipliyinə keyfiyyətli nəzarət etməyə imkan verir, alətlərlə isə kipliyə nəzarətin kəmiyyət baxımından qiymətləndirilməsi həyata keçirilir.

Yaşayış binalarının qoruyucu konstruksiyalarının havakeçiriciliyinin – kipliyinin normativ qiymətləri yaşayış binalarının sanitariya – gigiyenik şərtlərinə əsasən müəyyən-ləşdirilir (havakeçiricilik əmsalının normativ qiyməti  $i$ ).

Havakeçiricilik əmsalı  $i$  qoruyucu konstruksiyaların hər iki tərəfində təzyiqlərin müxtəlif qiymətlərində 1mm.su.süt. 1 paq.m birləşmə yerindən (qoruyucu konstruksiyaların sahəsi 1 m<sup>2</sup> üzrə) 1 saatda vahid kütlədə ( $kq, l, m^3$ ) hava miqdarının keçiriciliyi başa düşülür.

Qoruyucu konstruksiyaların kiplik baxımından ən zəif yerləri yığma elementlər arası birləşmə yerləri sayılır. Buna görə də, ilk növbədə panellərin birləşmə yerlərinin, qapı və pəncərələrin doldurulma yerləri, birləşmələrinin nəzarəti və qiymətləndirilməsi həyata keçirilir. Bu elementlərin havakeçiricilik əmsalları təyin edilir.

Ölçmələr nəticəsində alınmış  $i$  -nin qiyməti İN və Q-da qəbul edilmiş qiymətlərə əsasən normativ düsturla hesablanır.

$i$  əmsalı konstruksiyanın qalınlığı və onların istilik ötürücülüüyünün faktiki müqavimətindən asılı olaraq aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$i = \frac{\delta}{R_{i,s}^f} \quad (1)$$

Burada;  $R_{i,s}^f$  -konstruksiyaların istilikötürücülüüyünün faktiki müqaviməti,

$\delta$  - konstruksiyanın qalınlığıdır.

$R_{i.s}^f$  faktiki alınmış qiymətdir. Konstruksiyanın istilikötü-rücülüüyünün tələb olunan qiyməti isə  $R_{i.s}^{r\pi}$  böyük qiymətlər almalıdır.  $R_{i.s}^{r\pi}$  aşağıdakı bərabərsizlikdən təyin edilir:

$$R_{i.s}^{r\pi} \geq 0,13v^2 R_0^{r\pi} \quad (2)$$

Burada;  $v$  – küləyin hesabi sürəti olub (m/san), İN və Q-na əsasən 5 m/san-dən az olmayaraq qəbul edilir.

$R_0^{r\pi}$  -qoruyucu konstruksiyaların tələb olunan istilikkeçirmə müqaviməti olub ( $m^2$ -saat-grad/kkal), aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$R_{i.s}^{r\pi} \geq 1,1 \frac{(t_d - t_x)nbR_d}{\Delta t^{norm}} \quad (3)$$

Burada;  $t_d$  – daxili havanın hesabi temperaturu, °C,

$t_x$  – xarici havanın hesabi qış temperaturu, °C,

$n$ -qoruyucu konstruksiyaların xarici səthinin xarici havaya münasibət baxımından vəziyyətindən asılı olan əmsal,

$b$  – qoruyucu konstruksiyaların istilik izolyasiyasının keyfiyyət əmsalı,

$R_d$  – istilikkeçirmə müqaviməti,  $m^2$ -saat-grad/kkal,

$\Delta t^{norm}$  – daxili hava ilə qoruyucu konstruksiyaların daxili səthinin temperaturları arasındakı normativ temperatur düşgüsü, °C,

1,1 – xarici divar və örtüklərdə istilik keçirmə qoşulmalarını nəzərə alan əmsaldır.

Konstruksiyaların və ya birləşmələrinin hava keçiriciliyinə müqavimət göstəricisinin faktiki qiyməti qoruyucu konstruksiyaların hər iki tərəfində təzyiqlərin müxtəlif qiymətlərində 1 mm.su süt. hava sərfininin miqdarı (kq,  $l$ ) ilə təyin edilir:

$$i = 17,316 \frac{Q}{H} \gamma_t \quad (4)$$

Burada; 17,316 – İVS-2M və ya DSK3-1 cihazlarının əmsalıdır,

$Q$  – cihazda qeyd olunan hava səfidir,

$\gamma_t$  - sınaq temperaturunda havanın sıxlığıdır, kq/ $m^3$ ,

$H$  - cihazın kamerası daxilində seyrəlmədir, mm.su.süt.

Otaqlarda buraxıla bilən səs-küy norması və yaşayış binaları üçün konstruksiyaların səs izolyasiyası İN və Q-da göstərilmişdir.

Səs-küyün ölçü vahidi desibeldir (dB).

Səs təzyiqinin səviyyəsi aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$L = 20 \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}}, \text{ dB(5)}$$

Burada; L – səs təzyiqinin səviyyəsi, dB;

P – orta kvadratik səs təzyiqinin ölçülən qiyməti, N/m<sup>2</sup>;

2·10<sup>-5</sup> – orta kvadratik səs təzyiqinin sərhəd qiymətidir, N/m<sup>2</sup>.

Bina və qurğularda səs izolyasiya məsələləri həll edilərkən səslərin iki növü ayırd edilir: hava və zərbə səsləri.

*Hava səsinin* mənbəyi olaraq danışmaq, musiqi alətlərinin, televizor və radio cihazlarından yaranan səs başa düşülür. Hava səsi yerləşməyə konstruksiyadakı kəp olmayan yerlərdən konstruksiyanın rəqsi nəticəsində (membran kimi) bilavasitə konstruksiya materialından keçir.

Bina və qurğuların daxilində hava səsi ilə mübarizə tədbirləri kiplik, hermetiklik pozulmuş yerləri, xüsusən örtük tavalarının, divar və arakəsmələrin təmas yerlərini əsaslı surətdə tutmaqla konstruksiyaların massivliyini artırmaq, onların membran rəqslərinin qarşısını almaqdan və mümkün qədər azaltmaqdan ibarətdir. Bu yol heç də həmişə əlverişli olmayıb, problemin daha münasib həlli üçün səs keçirməzliyi yüksək olan müxtəlif materialların tətbiqi daha məqsədyönlü və qənaətbəxş sayılır.

*Zərbə səsi* konstruksiyalara səs dalğaları şəklində keçib yayılan səslərdir. Zərbə səsi yaranma mexanizminə görə konstruksiyaların üzərində yeriyəndə və yüklərin hərəkət etdirilməsi və s. bu kimi hallarda yaranır. Bu səslərin qarşısını almaq üçün döşəmə və örtük (tavan) konstruksiyalarını bir-birindən elastik araqatlardan, altlıqlardan istifadə edərək təcrid etmək, örtük konstruksiyalarını müxtəlif sıxlığa və səskeçirməzliyə malik materiallardan istifadə edərək səs izolyasiyasını təşkil etmək lazımdır.

Bina daxilində konstruksiyaların səs izolə dərəcəsini müəyyən etmək üçün konstruksiyaların səs tezlik xüsusiyyətlərini normativ tezlik xüsusiyyətləri ilə müqayisə edilərək müvafiq qərara gəlinir.

İN və Q-da səsin xarici mənbələrdən otağa keçmə səviyyəsi, həm də qoruyucu konstruksiyaların səs izolyasiya göstəriciləri verilmişdir; divar və ya arakəsmələrdən hava ilə gələn səs E<sub>h</sub> və zərbədən gələn səs E<sub>z</sub>.

Qoruyucu konstruksiyaların hava səs-küyündən E<sub>h</sub> səs izolyasiya göstəricisi hesablanmış və ya laboratoriya şəraitində örtük altında hesabi və ya ölçülmüş, gətirilmiş zərbə səs-küyü ayrılmasının müqayisəsi ilə təyin edilir.

Zərbədən yaranan səs-küyün E<sub>z</sub> səs izolyasiya göstəricisi natura və ya laboratoriya şəraitində örtük altında hesabi və ya ölçülmüş, gətirilmiş zərbə səs-küyü ayrılmasının İN və Q üzrə normativ ayrılmla müqayisəsi vasitəsilə təyin edilir.

Qeyri-qənaətbəxş kənara çıxmalara normativ əyridən aşağıda və eyni zamanda zərbə səs-küyü əyrisindən yuxarıda yerləşən hava səs-küyündən kənara çıxmalar aiddir.

Yaşayış və eləcə də ictimai binalarda səs-küyün buraxıla bilən səviyyəsi (saat 7:00-dan 23:00-dək) sanitariya normalarına əsasən aşağıdakı qiymətlərlə normalaşdırılır (Cədvəl 1).

Ərazilərin planlaşdırılması zamanı, səs-küylə mübarizə əsasən aşağıdakı istiqamətlərdə aparılır:

- xüsusi planlaşdırma sayəsində səs-küy mənbəyinin tikinti sahəsindən uzaqlaşdırmaqla;
- relyefdən və yer səthinin xüsusiyyətlərindən düzgün istifadə etməklə;
- səs-küyü birbaşa olaraq, yarandığı mənbədə azaltmaqla.

*Cədvəl 1.*

s/s	Zonalar	Səs-küy səviyyəsi, dB-lə
1	Yaşayış tikililərinin ərazisi	55
2	Xəstəxana və sanatoriyaların ərazisi	45
3	Uşaq meydançaları	45
4	Stadionlar	60
5	Mikrorayon və məhəllələrdə istirahət yerləri	45
6	Bağlar və parklar	45
7	Kütləvi istirahət zonaları	50

Relyefdən asılı olaraq səs-küy səviyyəsinin azaldılmasına yol və magistral küçələrin kənarında ağaclar, xüsusən səs uducu qabiliyyətli ağaclar əkməklə və tikililərin yol kənarından mümkün qədər uzaqlaşdırılması ilə nail olmaq mümkündür. Belə ki, yer səthi üzrə hər 100 m kənarlaşma səs səviyyəsini təqribən 4 dB azaldır.

Nəticə etibarilə demək olar ki, səs-küylə effektiv mübarizə üçün eyni zamanda, binanı xarici mühitin səs-küyündən mühafizə edəcək divar və hasarları və onların elementlərini havakeçirən məsamələrə malik olmayan sıx strukturlu materiallardan layihələndirmək tövsiyə olunur. Boşluqlu materiallardan hazırlanmış divar konstruksiyaları sıx materialdan, betondan və ya məhluldan ibarət xarici təbəqələrə malik olmalıdır.

Daxili divarlar kərpicdən, keramik və şlakobeton bloklarından olan arakəsmələr bütün qalınlığı boyunca (boşluqlar olmadan) tikişlər doldurulmalı və hər iki tərəfdən qabarcıqlarsız məhlulla suvanmaqla layihələndirilməlidir.

Divar konstruksiyaları elə layihələndirilməlidir ki, onların qovşaqlarında tikinti və istismar prosesində heç bir minimal səs ötürmə çatları da olmasın. Tikinti prosesində yaranan çatlar onların təmizlənməsindən sonra konstruktiv tədbirlərlə aradan qaldırılmalı və qabarıq olmayan hermetiklərlə və digər materiallarla çatların dərinliyinə qədər çətdirilməlidir.

Unutmaq lazım deyil ki, səs-küylə mübarizədə yaxşı səs izolyasiyasının təmini inşaat işlərinin keyfiyyətindən də birbaşa asılıdır.

#### **ƏDƏBİYYAT**

1. Алексеев В.К., Гроздов В.Т., Тарасов В.А. «Дефекты несущих конструкций зданий и сооружений, способы их устранения» М., Стройиздат. 1982 г. 78 с.
2. Бойко М.Д. «Техническое обслуживание и ремонт зданий и сооружений». Л., Стройиздат. 1985 г. 256 с.
3. Келемешев А.Д. «Обследование и усиление зданий» Учебное пособие. «Строительство» - Алматы 2011 г.
4. Гроздов В.Т. «Признаки аварийного состояния несущих зданий и сооружений» СПб., Центр качества строительства, 1999 г. 41 с.
5. «Техническое обследование и ремонт зданий и сооружений» Справ. пособие/Под-ред. М. Д Бойко. М., Стройиздат. 1993 г. 208 с.

## INSTRUCTIONS FOR AUTHORS

1. "The Baku Engineering University Mechanical and Industrial engineering" accepts original unpublished articles and reviews in the research field of the author.
2. Articles are accepted in English.
3. File format should be compatible with **Microsoft Word** and must be sent to the electronic mail ([journal@beu.edu.az](mailto:journal@beu.edu.az)) of the Journal. The submitted article should follow the following format:
  - Article title, author's name and surname
  - The name of workplace
  - Mail address
  - Abstract and key words
4. The title of the article should be in each of the three languages of the abstract and should be centred on the page and in bold capitals before each summary.
5. **The abstract** should be written in **9 point** type size, between **100** and **150** words. The abstract should be written in the language of the text and in two more languages given above. The abstracts of the article written in each of the three languages should correspond to one another. The keywords should be written in two more languages besides the language of the article and should be at least three words.
6. **UDC** and **PACS** index should be used in the article.
7. The article must consist of the followings:
  - Introduction
  - Research method and research
  - Discussion of research method and its results
  - In case the reference is in Russian it must be given in the Latin alphabet with the original language shown in brackets.
8. **Figures, pictures, graphics and tables** must be of publishing quality and inside the text. Figures, pictures and graphics should be captioned underneath, tables should be captioned above.
9. **References** should be given in square brackets in the text and listed according to the order inside the text at the end of the article. In order to cite the same reference twice or more, the appropriate pages should be given while keeping the numerical order. For example: [7, p.15].

Information about each of the given references should be full, clear and accurate. The bibliographic description of the reference should be cited according to its type (monograph, textbook, scientific research paper and etc.) While citing to scientific research articles, materials of symposiums, conferences and other popular scientific events, the name of the article, lecture or paper should be given.

### Samples:

- a) **Article:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjajev N.M.. *Spatial and electronic structure of monomerrik and dimeric conapeetes of carnosine üith zinc*, Journal of structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
  - b) **Book:** Christie ohn Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, p.386-398, 2002
  - c) **Conference paper:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ.. Appligation of Information – Commu-nication Technologies in Science and education. II International Conference."Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions", Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391  
References should be in 9-point type size.
10. The margins sizes of the page: - Top 2.8 cm. bottom 2.8 cm. left 2.5 cm, right 2.5 cm. The article main text should be written in Palatino Linotype 11 point type size single-spaced. Paragraph spacing should be 6 point.
  11. The maximum number of pages for an article should not exceed 15 pages
  12. The decision to publish a given article is made through the following procedures:
    - The article is sent to at least to experts.
    - The article is sent back to the author to make amendments upon the recommendations of referees.
    - After author makes amendments upon the recommendations of referees the article can be sent for the publication by the Editorial Board of the journal.

## YAZI VƏ NƏŞR QAYDALARI

1. "Journal of Baku Engineering University- Mexanika və sənaye mühəndisliyi" - əvvəllər nəşr olunmamış orijinal əsərləri və müəllifin tədqiqat sahəsi üzrə yazılmış icmal məqalələri qəbul edilir.
  2. Məqalələr İngilis dilində qəbul edilir.
  3. Yazılar **Microsoft Word** yazı proqramında, (**journal@beu.edu.az**) ünvanına göndərməlidir. Göndərilən məqalələrdə aşağıdakılara nəzərə alınmalıdır:
    - Məqalənin başlığı, müəllifin adı, soyadı,
    - İş yeri,
    - Elektron ünvanı,
    - Xülasə və açar sözlər.
  4. **Məqalədə başlıq hər xülasədən əvvəl** ortada, qara və böyük hərflə xülasələrin yazıldığı hər üç dildə olmalıdır.
  5. **Xülasə** 100-150 söz aralığında olmaqla, 9 punto yazı tipi böyüklüyündə, məqalənin yazıldığı dildə və bundan əlavə yuxarıda göstərilən iki dildə olmalıdır. Məqalənin hər üç dildə yazılmış xülasəsi bir-birinin eyni olmalıdır. Açar sözlər uyğun xülasələrin sonunda onun yazıldığı dildə verilməklə ən azı üç sözdən ibarət olmalıdır.
  6. Məqalədə UOT və PACS kodları göstərməlidir.
  7. Məqalə aşağıdakılardan ibarət olmalıdır:
    - Giriş,
    - Tədqiqat metodu
    - Tədqiqat işinin müzakirəsi və onun nəticələri,
    - İstinad ədəbiyyatı rus dilində olduğu halda orijinal dili mötəzə içərisində göstərməklə yalnız Latın əlifbası ilə verilməlidir.
  8. **Şəkil, rəsm, grafik və cədvəllər** çapda düzgün, aydın çıxacaq vəziyyətdə və mətn içərisində olmalıdır. Şəkil, rəsm və grafiklərin yazıları onların altında yazılmalıdır. Cədvəllərdə başlıq cədvəlin üstündə yazılmalıdır.
  9. **Mənbələr** mətn içərisində kvadrat mötərizə daxilində göstərməklə məqalənin sonunda mətn daxilindəki sıra ilə düzəlməlidir. Eyni mənbəyə iki və daha çox istinad edildikdə əvvəlki sıra sayı saxlanmaqla müvafiq səhifələr göstərməlidir. Məsələn: [7,səh.15].

Ədəbiyyat siyahısında verilən hər bir istinad haqqında məlumat tam və dəqiq olmalıdır. İstinad olunan mənbənin bibliografik təsviri onun növündən (monoqrafiya, dərslik, elmi məqalə və s.) asılı olaraq verilməlidir. Elmi məqalələrə, simpozium, konfrans, və digər nüfuzlu elmi tədbirlərin materiallarına və ya tezislərinə istinad edərkən məqalənin, məruzənin və ya tezisnin adı göstərməlidir.
- Nümunələr:**
- a) **Məqalə:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjayev N.M.. *Spatial and electronic structure of monomeric and dimeric complexes of carnosine with zinc*, Journal of structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
  - b) **Kitab:** Christie ohn Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, 2002
  - c) **Konfrans:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ.. Appligation of Information-Communication Technologies in Science and education. II International Conference. "Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions", Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391
- Mənbələr 9 punto yazı tipi böyüklüyündə olmalıdır.
10. **Səhifə ölçüləri:** üstədən 2.8 sm, altdan 2.8 sm, soldan 2.5 sm və sağdan 2.5 sm olmalıdır. Mətn 11 punto yazı tipi böyüklüyündə, **Palatino Linotype** yazı tipi ilə və tək simvol aralığında yazılmalıdır. Paraqraflar arasında 6 punto yazı tipi aralığında məsafə olmalıdır.
  11. Orijinal tədqiqat əsərlərinin tam mətni bir qayda olaraq 15 səhifədən artıq olmamalıdır.
  12. Məqalənin nəşrə təqdimi aşağıdakı qaydada aparılır:
    - Hər məqalə ən azı iki ekspertə göndərilir.
    - Ekspertlərin tövsiyələrini nəzərə almaq üçün məqalə müəllifə göndərilir.
    - Məqalə, ekspertlərin tənqidi qeydləri müəllif tərəfindən nəzərə alındıqdan sonra Jurnalın Redaksiya Heyəti tərəfindən çapa təqdim oluna bilər.



## YAZIM KURALLARI

1. "Journal of Baku Engineering University- Makine ve endüstri mühendisliği" önceler yayımlanmamış orijinal çalışmaları ve yazarın kendi araştırma alanın-da yazılmış derleme makaleleri kabul etmektedir.
2. Makaleler İngilizce kabul edilir.
3. Makaleler Microsoft Word yazı programında, (**journal@beu.edu.az**) adresine gönderilmelidir. Gönderilen makalelerde şunlar dikkate alınmalıdır:
  - Makalenin başlığı, yazarın adı, soyadı,
  - İş yeri,
  - E-posta adresi,
  - Özet ve anahtar kelimeler.
4. **Özet** 100-150 kelime arasında olup 9 font büyüklüğünde, makalenin yazıldığı dilde ve yukarıda belirtilen iki dilde olmalıdır. Makalenin her üç dilde yazılmış özeti birbirinin aynı olmalıdır. Anahtar kelimeler uygun özeti sonunda onun yazıldığı dilde verilmekle en az üç sözcükten oluşmalıdır.
5. Makalede UOT ve PACS tipli kodlar gösterilmelidir.
6. Makale şunlardan oluşmalıdır:
  - Giriş,
  - Araştırma yöntemi
  - Araştırma
  - Tartışma ve sonuçlar,
  - İstinat Edebiyatı Rusça olduğu halde orijinal dili parantez içerisinde göstermekle yalnız Latin alfabesi ile verilmelidir.
7. **Şekil, Resim, Grafik ve Tablolar** baskıda düzgün çıkacak nitelikte ve metin içerisinde olmalıdır. Şekil, Resim ve grafiklerin yazıları onların alt kısmında yer almalıdır. Tablolarda ise başlık, tablonun üst kısmında bulunmalıdır.
8. **Kullanılan kaynaklar**, metin dâhilinde köşeli parantez içerisinde numaralandırılmalı, aynı sırayla metin sonunda gösterilmelidir. Aynı kaynaklara tekrar başvurulduğunda sıra muhafaza edilmelidir. Örneğin: [7,seh.15]. Referans verilen her bir kaynağın künyesi tam ve kesin olmalıdır. Referans gösterilen kaynağın türü de eserin türüne (monografi, derslik, ilmî makale vs.) uygun olarak verilmelidir. İlmî makalelere, sempozyum, ve konferanslara müracaat ederken makalenin, bildirinin veya bildiri özetlerinin adı da gösterilmelidir.

### Örnekler:

- a) **Makale:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjajev N.M.. *Spatial and Electronic Structure of Monomeric and Dimeric Conapeetes of Carnosine Üith Zinc*, Journal of Structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
- b) **Kitap:** Christie ohn Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, p.386-398, 2002
- c) **Kongre:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ. Appligation of Information-Communication Technologies in Science and education. II International Conference. "*Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions*", Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391

Kaynakların büyüklüğü 9 punto olmalıdır.

9. **Sayfa ölçüleri**; üst: 2.8 cm, alt: 2.8 cm, sol: 2.5 cm, sağ: 2.5 cm şeklinde olmalıdır. Metin 11 punto büyüklükte **Palatino Linotype** fontu ile ve tek aralıkta yazılmalıdır. Paragraflar arasında 6 puntoluk yazı mesafesinde olmalıdır.
10. Orijinal araştırma eserlerinin tam metni 15 sayfadan fazla olmamalıdır.
11. Makaleler dergi editör kurulunun kararı ile yayımlanır. Editörler makaleyi düzeltme için yazara geri gönderilebilir.
12. Makalenin yayına sunuşu aşağıdaki şekilde yapılır:
  - Her makale en az iki uzmana gönderilir.
  - Uzmanların tavsiyelerini dikkate almak için makale yazara gönderilir.
  - Makale, uzmanların eleştirel notları yazar tarafından dikkate alındıktan sonra Derginin Yayın Kurulu tarafından yayına sunulabilir.
13. Azerbaycan dışından gönderilen ve yayımlanacak olan makaleler için,(derginin kendilerine gönderilmesi zamanı posta karşılığı) 30 ABD Doları veya karşılığı TL, T.C. Ziraat Bankası/Üsküdar-İstanbul 0403 0050 5917 No'lu hesaba yatırılmalı ve makbuzu üniversitemize fakslanmalıdır.

## ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. «Journal of Baku Engineering University» - Механические и промышленного строительства публикует оригинальные, научные статьи из области исследования автора и ранее не опубликованные.
2. Статьи принимаются на английском языке.
3. Рукописи должны быть набраны согласно программы **Microsoft Word** и отправлены на электронный адрес (**journal@beu.edu.az**). Отправляемые статьи должны учитывать следующие правила:
  - Название статьи, имя и фамилия авторов
  - Место работы
  - Электронный адрес
  - Аннотация и ключевые слова
4. **Заглавие статьи** пишется для каждой аннотации заглавными буквами, жирными буквами и располагается по центру. Заглавие и аннотации должны быть представлены на трех языках.
5. **Аннотация**, написанная на языке представленной статьи, должна содержать 100-150 слов, набранных шрифтом 9 punto. Кроме того, представляются аннотации на двух других выше указанных языках, перевод которых соответствует содержанию оригинала. Ключевые слова должны быть представлены после каждой аннотации на его языке и содержать не менее 3-х слов.
6. В статье должны быть указаны коды UOT и PACS.
7. Представленные статьи должны содержать:
  - Введение
  - Метод исследования
  - Обсуждение результатов исследования и выводов.
  - Если ссылаются на работу на русском языке, тогда оригинальный язык указывается в скобках, а ссылка дается только на латинском алфавите.
8. **Рисунки, картинки, графики и таблицы** должны быть четко выполнены и размещены внутри статьи. Подписи к рисункам размещаются под рисунком, картинкой или графиком. Название таблицы пишется над таблицей.
9. **Ссылки** на источники даются в тексте цифрой в квадратных скобках и располагаются в конце статьи в порядке цитирования в тексте. Если на один и тот же источник ссылаются два и более раз, необходимо указать соответствующую страницу, сохраняя порядковый номер цитирования. Например: [7, стр.15]. Библиографическое описание ссылаемой литературы должно быть проведено с учетом типа источника (монография, учебник, научная статья и др.). При ссылке на научную статью, материалы симпозиума, конференции или других значимых научных мероприятий должны быть указаны название статьи, доклада или тезиса.

### Например:

- a) **Статья:** Demukhamedova S.D., Aliyeva I.N., Godjajev N.M. *Spatial and electronic structure of monomeric and dimeric complexes of carnosine with zinc*, Journal of Structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
- b) **Книга:** Christie on Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, 2002
- c) **Конференция:** Sadychov F.S, Fydin C, Ahmedov A.I. Application of Information-Communication Nechnologies in Science and education. II International Conference. "Higher Twist Effects In Photon-Proton Collision", Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss.384-391

Список цитированной литературы набирается шрифтом 9 punto.

10. **Размеры страницы:** сверху 2.8 см, снизу 2.8 см, слева 2.5 и справа 2.5. Текст печатается шрифтом **Palatino Linotype**, размер шрифта 11 punto, интервал-одинарный. Параграфы должны быть разделены расстоянием, соответствующим интервалу 6 punto.
11. Полный объем оригинальной статьи, как правило, не должен превышать 15 страниц.
12. Представление статьи к печати производится в ниже указанном порядке:
  - Каждая статья посылается не менее двум экспертам.
  - Статья посылается автору для учета замечаний экспертов.
  - Статья, после того, как автор учел замечания экспертов, редакционной коллегией журнала может быть рекомендована к печати.