

ISSN 2521-6376



**BEU**  
BAKU ENGINEERING UNIVERSITY

# Journal of Baku Engineering University

Volume 1  
Number 1  
**2017**

**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

*Niftali Qocayev*

## Co - Editor

*Yadullah Babayev*

## Editorial advisory board

*Amrulla 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 )*  
*Mugammed 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*  
*AZ0101, 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](#)

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

2017. Volume 1, Number 1

### CONTENTS

<b>Buxarsız texnologiya ilə beton məmulatlarının istehsalinin texniki-iqtisadi səmərəliliyi</b> <i>Alizər Sadıxova</i>	3
<b>İstehsalat sistemlərində səmərəliliyin artırılmasında təkrar istehsalın rolu. Azərbaycan təmsalında</b> <i>Elkhan Hasanov, Parviz Hasanov, Shahin Durmaz</i>	7
<b>Dişli çarxların dişlərinin əyilməyə görə möhkəmliyə hesablanma üsullarının müqayisəli təhlili</b> <i>Hüseyn Mirzəyev</i>	13
<b>On fatigue of materials with regard to incubation period of failure and influence of loading history</b> <i>L.Kh. Talybly, N.M. Nagiyeva</i>	21
<b>Beynəlxalq daşımalarda GZİT analizi (Azərbaycan və Türkiyə təmsalında)</b> <i>Dindar Ramazan, Çingiz Rəhimov</i>	26
<b>Gəmiqayıma materiallarının kavitasiya dözümlüünün qiymətləndirilməsi</b> <i>Elxan Məmmədov, İmdadəli Əsədov</i>	36
<b>On one case of determining failure time of a semi-infinite plate in corrosive medium at its deformation by sloping force applied on linear boundary</b> <i>H.A. Mamedova</i>	43
<b>Doğuranı boyu çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan özlü-elastiki ortotrop silindrik örtüyün mühitlə birlikdə rəqsləri</b> <i>Z.M. Qulieva</i>	48
<b>Ətalət təsiri nəzərə alınan mühitlə təmasda olan qeyri-bircins Eyler-Bernulli nano elementlərin qeyri lokal nəzəriyyəyə görə məxsusi rəqsləri</b> <i>V.Q. Rəcəbov</i>	55
<b>Özlü-elastiki qurultla dinamik təmasda olan silindrik qabıqlardan ibarət istinad divarlarının sərbəst rəqsləri</b> <i>Dilqəm Qəniyev</i>	60
<b>Qaz quyularının istismarı prosesində əmələ gələn qaz itkilərinin hesablanması</b> <i>Z.S. Qədirov, A.Y. Comərdov, A.A. Şirəliyev, Ü.Z. Əliyeva, O.Z. Qədirlı</i>	66

UOT: 666.98

## BUXARSIZ TEXNOLOGIYA İLƏ BETON MƏMULATLARININ İSTEHSALININ TEXNİKİ-İQTISADI SƏMƏRƏLİLİYİ

**Alizər SADIXOVA**

Naxçıvan Dövlət Universiteti

Naxçıvan / AZƏRBAYCAN

### XÜLASƏ

Məqalə yeni növ səthi-aktiv plastifikatorlardan və aktiv mineral əlavələrdən istifadə etməklə səmərəli tezbərkilyən beton texnologiyası ilə betonun və beton məmulatlarının istehsalı praktikasında alınan nəticələrin effektivliyinin, texniki-iqtisadi göstəricilərinin araşdırılmasına həsr edilmişdir.

İstehsalat şəraitində aparılmış yoxlamalar göstərmişdir ki, buxarsız (zəifbərkimə) üsulunun effektiv, iqtisadi cəhətdən səmərəli və beton məmulatlarının nəzərdə tutulmuş layihə, möhkəmlik və digər fiziki-texniki göstəricilərinin qiüvvədə olan norma və tələblərə uyğun alınması əyani olaraq təsdiq olunmuşdur.

Eyni zamanda aktiv əlavələrin istifadə edilməsi əmək və enerji resurslarına qənaət edilməsi ilə bərabər, istehsal müddətinin, xüsusilə bişirmə dövrünün təxminən 2 dəfə aşağı düşməsi, məhsuldarlığın artması üçün geniş imkan yaradır.

**Açar sözlər:** səthi-aktiv plastifikatorlar, aktiv mineral əlavələr, tezbərkilyən beton, buxarsız texnologiya, beton və beton məmulatları, eynicinslilik, beton qarışığı, sınaq-yoxlama işləri, möhkəmlik göstəriciləri, istehsal həcmi, mərtəbələrarası panellər, beton bloklar.

### TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE PRODUCTION OF CONCRETE WITHOUT STEAM TECHNOLOGY

#### ABSTRACT

The article has been devoted to the study of the technical and economic indicators use of a new species surface-active plasticizers and active mineral additives results of the produce practice effectiveness with a hardening of concrete technology of concrete products.

According to research carried out in the conditions of production, have been confirmed visually strength and other physical parameters of the acquisition in accordance with the applicable rules without steam (slow firm) method effective, economic efficiency, concrete and concrete products provided by the project.

At the same time the use of in active additives to increase an opportunity productivity together with labor and energy savings, the production process, in particular the reduction of about 2 times the cooking period.

**Key words:** surface-active plasticizers, active mineral additives, quick-hardening concrete, technology of without steam concrete and concrete products, same type sort, concrete mixture, test and control works, durability indicators, production capacity, panels between floors, concrete blocks.

İstehsalat şəraitində aparılmış yoxlamalar buxarlı və buxarsız, 12 saatlıq zəifbişirmə üsulunun effektiv, iqtisadi cəhətdən səmərəli və ən əsas məmulatların nəzərdə tutulmuş layihə, möhkəmlik və digər fiziki texniki göstəricilərinin qiüvvədə olan norma və tələblərə uyğun alınması istehsalat şəraitində əyani olaraq təsdiq olunmuşdur.

S-3 və polipropilenqlikol (PPQ) əlavələrinin istehsalat şəraitində istifadəsi əmək və enerji resurslarına qənaət olunması ilə bərabər, istehsal müddətinin, xüsusilə də bişirmə dövrünün təxminən 2 dəfə aşağı düşməsi nəticəsində məhsuldarlığın artması üçün geniş zəmin yaradır.

Yeni növ superplastifikatorların və mineral doldurucuların əsasında hazırlanmış beton qarışığının həcmi 110m<sup>3</sup> olmuşdur. Real tikilən obyektə göndərilmiş betonun möhkəmlik yığıdığ-

dan sonra birbaşa tikinti sahəsində dağılma olmayan üsul ilə yoxlanması göstərdi ki, nəzərdə tutulmuş 200 marka möhkəmlik əvəzində, alınan rəqəmlər 22-23MPa, yəni 220-230 marka həddində olmuşlar.

İstehsalat şəraitində alınmış nəticələr əsasında aparılmış hesablamalar göstərdi ki, yeni superplastifikatorların və iri üyüdülmüş mineral doldurucuların istifadəsi ilə hazırlanmış beton məhsulunun 1m<sup>3</sup> həcmi üçün alınmış qənaət 4-6 manat təşkil etmiş, illik qənaət göstəricisi 1 gün ərzində 250 m<sup>3</sup> istehsal həcmi üçün (250×5)×300=1250×300=375000 manat olmuşdur.

Azərbaycan Respublikası Daxili İşlər Nazirliyinin Əsaslı tikinti idarəsinin Sənaye Kombinatının bugünkü real istehsalat şəraitində beton qarışığı hazırlanan zaman S-3 və yaxud PPQ əlavəsinin istifadəsi hesabına qarışığın eynicinsli alınmasından əlavə, beton qarışığına superplastifikatorun qatılması suyun miqdarının 30-35% azalması ilə bərabər, beton qarışığının təməynicinsliliyi çox asanlıqla nəzərə çarpır.İstehsalat şəraitində istifadə olunan materiallar və alınmış nəticələr cədvəl 1-də verilmişdir.

**Cədvəl 1.** Buxarsız, 12 saatlıq zəifbişirmə yolu ilə alınmış beton məmulatlarının göstəriciləri

Kimyəvi əlavə		1m <sup>3</sup> betona sərf olunan		Betonun	
adı	sərfi,%	Sement, kq	su, l	möhkəmlik MPa	Suhopma əmsalı
PPQ	-	500	200	205	0,84
	0,15	450	180	205	0,88
	0,20	450	175	210	0,93
	0,25	450	170	215	1,94
	0,30	450	165	220	0,96
S-3	0,15	450	475	210	0,90
	0,20	450	170	220	0,92
	0,25	450	165	230	0,95
	0,30	450	160	235	0,98

Təqdim olunmuş cədvəldən göründüyü kimi, 12 saatlıq zəifbişirmə yolu ilə alınmış beton məmulatlarının fiziki-texniki göstəriciləri, adi buxarda bişirilmiş məmulatların göstəricilərindən heç də aşağı deyil. Təklif olunmuş 12 saatlıq zəifbişirmə üsulu istehsalat şəraitində daha geniş yoxlamalar keçdikdən sonra böyük miqyasda öz həllini tapacaqdır.

Sınaq işlərinin aparılması zamanı “Qaradağ Sement” ASC-nin istehsalı olan 400 markalı ƏO sementindən istifadə olunmuşdur. İri və xırda doldurucular qismində inert materiallarından (qırma daş və qum) istifadə olunmuşdur. İstehsalat təcrübələri zamanı 2 növ plastifikatorlardan istifadə olunmuşdur.

Mövcud tərkiblərdən fərqli olaraq hər 1 m<sup>3</sup> beton qarışığı üçün sementin miqdarı 60 kq, suyun miqdarı isə 50litr azaldılmışdır. Beton tərkibi və alınan nəticələr 2-ci cədvəldə əks olunmuşdur.

Buxarsız, zəifbişirmə üsulu ilə 240×60×60 ölçülü beton blokların və 586×100×22sm ölçülü dəmir-beton mərtəbələrarası panellərin sınaqları həyata keçirilmişdir.

Sənaye kombinatında mövcud texnologiyaya əsasən, materialın isti-buxar (85-90°) şəraitində bişirilməsinə təxminən 24 saat vaxt sərf olunur.

Buxarsız, zəifbişirmə üsulunun tətbiq olunması hesabına işlədiləcək suyun miqdarının 15%-dən çox azalması ilə bərabər, məmulatın fiziki-texniki göstəricilərinin yüksəlməsi realdır.

Təcrübə-sınaq işləri zaman beton yerləşdirilmiş formaların aşağı temperaturu olan buxar kamerasında bişirilməsinin başa çatması 12 saat ərzində nəzərdə tutulmuşdur.

**Cədvəl 2.** Quru materiallar hesabı ilə 1m<sup>3</sup> beton qarışığına sərf olunan materiallar

Məlumatın adı	Sınaq yoxlama işlərindən	Sement, kq	Qırma daş, kq	Qum, kq	Su, litr	Əlavənin adı	Yapışdırıcının çəkisindən əlavənin miqdarı, %
Örtük panelləri	Yoxlamadan əvvəl	500	1243	421	203	-	-
	Yoxlama zamanı	400	1239	591	153	S-3	0,55
Beton bloklar	Yoxlamadan əvvəl	450	1300	421	192	-	-
	Yoxlama zamanı	390	1285	591	142	S-3	0,55

Beton qarışıqları titrətmə yolu ilə formalara qablaşdırıldıqdan və ilkin saxlama müddəti bitdikdən sonra məmulatlar aşağı temperaturları olan buxarlı-yaş, 47-50° C istilikləri olan, kameralara 12 saatlıq müddətə yerləşdirilmişdir.

Formalar kameralardan çıxarıldıqdan sonra, məmulatlar ilə eyni şəraitdə formalaşmış və bişmiş 10×10×10 sm ölçülü kubik nümunələri sıxılmaya möhkəmlik göstəricilərini təyin etmək üçün yoxlanmışdır. Yoxlanma zamanı alınan nəticələr 3 saylı cədvəldə verilmişdir.

**Cədvəl 3.** 12 saatlıq bişirmədən sonra kontrol kubiklərin möhkəmlik hədləri göstəriciləri

Məmulatlar	Sıxılmada möhkəmlik, MPa	Statik əyilməyə yoxlama	Növlər
D/B örtüklər	24,8	davam gətirdi	birinci
Beton bloklar	15,5	davam gətirdi	birinci

Sınaq – yoxlama işləri zamanı 20 ədəd mərtəbələrarası örtüklər və 60 ədəd müxtəlif beton bloklar istehsal olunmuşdur.

Aparılmış sınaq-yoxlama işlərinin nəticələrinə görə, ilkin möhkəmlik göstəriciləri layihə markasının təxminən 50%-ni təşkil edir, hansı ki, son möhkəmlik həddinə çatmaq üçün tamamilə kifayətdir.

Yoxlama-sınaq işləri zamanı alınan rəqəmlər əsasında iqtisadi səmərəliliyi təyin etmək üçün kombinatın 2012 il 8 aylıq fəaliyyətini şərti qəbul edirik. Bu müddətdə sənaye kombinatının istehsal həcmi 8 ayda 200 m<sup>3</sup> beton qarışığı hesab edərək, hesablamaların nəticələri 4 saylı cədvəldə əks olunmuşdur.

**Cədvəl 4.** 8 aylıq müddətində buxarsız, zəifbişirmə yolu ilə alınmış məmulatların səmərəlilik göstəriciləri

Əlavə və onun sementin çəkisindən sərfi, %	Əlavəyə sərf Olunan məbləğ, man		El.enerjisinin qənaəti, man		Sementin qənaəti, man		8 aylıq müddətdə alınan iqtisadi gəlir, man
	1 m <sup>3</sup> beton üçün, man	200 m <sup>3</sup> beton istehsalına	1 m <sup>3</sup> beton üçün	2000 m <sup>3</sup> beton üçün	1 m <sup>3</sup> beton üçün	2000 m <sup>3</sup> beton üçün	
S-3 0,15	0,50	1000	0,30	600	0,1x2000=200	200x2000=400.000	399.600

İstehsal-sınaq müddətində hazırlanmış beton və dəmir-beton məmulatları, eləcə də beton qarışığı Sənaye Kombinatının xətti ilə real istifadəçilərə göndərilmişdir.

Alınmış nəticələr əsasında aparılmış təxmini texniki-iqtisadi hesablamalar göstərdi ki, illik gücü 350 min m<sup>3</sup> beton qarışığı hazırlayan müəssisədə dissertasiya işinin nəticələrinin tətbiqi ildə 4,2 mln. manat qənaət ilə nəticələnə bilər.

**ƏDƏBİYYAT**

1. Батраков В.Г. Суперпластификаторы в производстве железобетонных конструкций// Бетон и железобетон, 1981, № 9, с.7-9.
2. Гаджилы Р.А. Регулирование свойств цементных систем с учётом природы ПАВ. Цемент и его применение. Л., 2003, №5, с.26-27.
3. Макридин Н.И., Соломатов В.И., Панченко В.П. Влияние добавки суперпластификатораS-3 на характер разрушения высокопрочного бетона. В сб.: Вопросы атомной науки и техники, сер. «Проектирование и строительство», вып. 1 (22), 1986, с. 47-54.
4. Ратинов В.Б., Розенберг Г.И.Добавки в бетон. М., Стройиздат, 1989.
5. Хигерович М.И., Байер В.Е. Гидрофобно-пластифицирующие добавки для цементов, растворов и бетонов. М., Химия, 1980, 320 с.



UOT: 658.51

## İSTEHSALAT SİSTEMLƏRİNDƏ SƏMƏRƏLİLİYİN ARTIRILMASINDA TƏKRAR İSTEHSALIN ROLU. AZƏRBAYCAN TİMSALINDA

**Elkhan HASANOV, Parviz HASANOV, Shahin DURMAZ**

Bakı Mühəndislik Universiteti

Baku / AZERBAIJAN

*elhesenov@beu.edu.az, phesenov@beu.edu.az.*

### XÜLASƏ

İstifadə müddəti bitmiş məhsulların geri qaytarılması; ekoloji problemlər, müəssisələrin məsuliyyətlərinin artması, davamlı inkişaf, daha az vəsait və resurs istifadəsi baxımından olduqca geniş hal almaqdadır və gələcəkdə də əhəmiyyətinin artması gözlənilir. Son vaxtlarda müəssisələr; iqtisadi və ekoloji səbəblər, hökumətlərin qoyduqları qanunlar, sosial vəzifələrə görə əks logistikanı sistemlərinə daxil edirlər. Ümumi əks logistika şəbəkəsinə istehlakçılardan istifadə edilmiş məhsulların toplanması, saxlanması, yenidən istehsalı və geri qaytarılması fəaliyyətləri daxildir.

Dünya miqyasında bir çox şirkət əks logistika məsələsinə fokuslanmışdır. Şübhəsiz əks logistika şirkətlərinin rəqabət siyasətində və mənfəətin təmin edilməsi mövzusunda əhəmiyyətli yerə malikdir.

Bu mövzuda Azərbaycanda istifadə müddəti bitmiş məhsulların təkrar istifadəsi ilə bağlı məlumatların toplanması və araşdırılması üçün anket metodundan istifadə edilmişdir. Bu çərçivədə; məqalədə əks logistika anlayışının əhəmiyyəti, əhatə dairəsi və Azərbaycanda rolu göstərilmişdir. Eyni zamanda əks logistika şəbəkəsi mövzusunda işlər araşdırılmış və əsas xüsusiyyətlərin analiz edilməsinə say göstərilmişdir.

Tədqiqatın nəticəsində Azərbaycanda respondentlərin əks logistika fəaliyyətində yenidən istehsal olunan məhsullara verdikləri dəyər analiz edilərək əldə edilmişdir.

**Açar sözlər:** Logistika, əks logistika, təkrar istehsal.

### THE ROLE OF REMANUFACTURING IN INCREASING EFFECTIVENESS IN MANUFACTURING SYSTEMS

#### ABSTRACT

Nowadays, firms incorporate reverse flow to their systems because of some reasons such as economic and ecologic reasons, regulations from government, social responsibilities. A generic reverse logistics network includes collecting the cores from customers, stocking, reprocessing and redistributing activities.

Many organizations have not focused on reverse logistics. It is no doubt that reverse logistics have a positive impact on a company's cost saving and competition policies.

Survey method has been utilized to gather data and to investigate it regarding the reusing of the expired products in Azerbaijan. In this case, the importance of phenomena of reverse logistics, coverage area and the role in Azerbaijan has shown in the article. Simultaneously, reverse logistics network areas broadly investigated and it is attempted to analyze of its' major characteristics.

The consequence of investigation due to respondents of Azerbaijan which has been obtained from analyzing valuing the remanufactured products in reverse logistics activity.

**Key words:** Logistics, reverse logistics, remanufacturing.

## 1. Giriş

Bazardakı rəqiblərinə qarşı rəqabət gücü qazanmaq üçün müştəri xidmət səviyyələrini artırmaq, istehsal müddətinin azaldılması və inventar səviyyələrini endirmək kimi mövzularda əhəmiyyət verən firmalar, bu məqsədləri reallaşdırma bilmək üçün istehsal planlaşdırma, tədarük zəncirinin idarə edilməsi, logistikanın idarə edilməsi kimi strategiyalar tətbiq etməkdədir. Di-

gər tərəfdən, təbii ehtiyatların tükənməsi və artan ekoloji gərginlik ilə birlikdə geri dönüşlü istehsal sistemləri və əks logistika mövzularına olan maraq artmaqdadır. Müəssisələr, iqtisadi və ekoloji səbəblər, hökumətlərin qoyduqları qanunlar, ictimai məsuliyyətlər kimi səbəblərdən görəks logistikanı sistemlərinə daxil edir. Əks logistika sistemi; istehsal müəssisəsinin məhsul və ya parçaları istehlak nöqtəsindən geri dönüş ya da yenidən istehsalın həyata keçirilməsi üzrə sistemə bir şəkildə yenidən əldə edilmə prosesidir [1, s.3455–3480].

Hal-hazırda geri dönan məhsullara böyük əhəmiyyət verilir. Tullantı ərazilərinin zaman keçdikcə daralması tullantıların azaldılması sənaye ölkələrində ən əhəmiyyətli maraq sahəsi halına gəlmişdir [2, s. 156]. Bir çox ölkədə müəssisələr, istehsal etdikləri məhsulların müəyyən bir hissəsini geri yığmaqla məşquldurlar. Məsələn Almaniyada 1991-ci ildə qüvvəyə minən qərara görə firmalar satdıqları məhsullara aid paketlərin ən az 60-75%-ini geri çevirmək məcburiyyətindədirlər [3, s. 1-17].

Hollandiyada isə yol qəzalarında zərər görmüş avtomobillərin 90%-inin geri dönüşünü təmin edəcək bir sistem uğurla tətbiq olunmaqdadır [4, s.74-79]. ABŞ-da şüşənin 20%-i, kağız məhsullarının 30% -i və alüminium qutuların 61%-i geri çevirərkən, 10 milyon avtomobil və yük maşınının hər il 95% -i geri çevrilir və bu vasitələrin 75%-i yenidən istifadə üçün geri qazanılır [5, s.811-853]. İlk olaraq Avropada maraq görməsinə baxmayaraq, günümüzün qlobal bazarlarında bu mövzuya olan maraq dünya səviyyəsində artmağa davam edəcək. Müştərilər zaman keçdikcə ekoloji problem mövzusunda daha həssas hala gəlməkdədir. Bundan başqa iqtisadi ünsürlər də məhsulların yaxşılaşdırılmasında əsas rol oynamaqdadır. Çünki istifadə edilmiş məhsullar yenilərinə nəzərən daha ucuz resurs təminatına imkan yaratmaqdadır [2, s.156].

Müəssisələrin əks logistika fəaliyyətlərini tətbiq edə bilmək üçün mövcud sistemlərinə, proseslərinə və qərar alma mərhələlərində yenidən tənzimləmələr etmələri lazımdır. Hal-hazırda müəssisələr müştərilərdən məhsullarını geri alaraq istehsalatlarına, anbarlarına daşımaq prosesini yerinə yetirir. Məhsulların yenidən əldə edilməsi üçün istifadə edilmiş və təkmilləşdirilmiş məhsulların axışına imkan verən uyğun logistika quruluşların yaradılması lazımdır. Məhsulların istifadəçilərindən istehsalata daşınması və buradan da yenidən bazara təqdim edilməsi üçün yerlərin müəyyənləşdirilməsi, müəssisələr və hər bir müəssisə arasında daşımaq miqdar əhəmiyyətli qərarlardandır [2, s.156].

Əks logistikada, irəli logistika şəbəkəsindən fərqli olaraq daha çox obyekt iştirak etməkdədir. Tədarük zənciri, irəli logistika şəbəkəsinin bütün komponentlərinə əlavə olaraq, tələb nöqtəsi olaraq vəzifə yerinə yetirən 3. partiya logistika firmaları, ikinci bazarlar, tullantı ərazilərindən ibarətdir. Bu komponentlər, əvvəldən təyin olunmuş bir tələb olmadığından və dəyişik məhdudluqlarla məhdudlaşdırılmış tutuma sahib olduqlarından fərqli xüsusiyyətlərə malikdir. Məhsul nə zaman geri dönməli? Hara daşınmalı? Firmanın mənfəətini maksimum etməsi üçün ən effektiv strategiya nədir? Sualları əks logistika şəbəkəsində tədqiqatçıları ən çox düşündürən suallardır [6, s.53-58].

Bu araşdırmada vəsait, komponent və məhsulların geri göndərilməsini göstərən əks logistika şəbəkəsi dizaynı və modelləşdirilməsini əhatə edən ədəbiyyatdakı işlər araşdırılmış, təsnif edilmiş və əsas xüsusiyyətləri analiz edilmişdir.

## **2. Əks logistik sistemlər (Reverse Logistics Systems)**

Tədqiqatçıların bir çoxu irəli logistika ilə əks logistikanın fərqli xüsusiyyətlərə sahib olduğu, bu səbəbdən də əks logistika üçün mövcud irəli doğru işləyən logistika şəbəkələrinin istifadə edilə bilməyəcəyini ifadə edirlər [7, s.271-282].

Dövrümüzdə məhsul, komponent və vəsaitlər müxtəlif səbəblərlə tədarük zəncirinə yenidən daxil olmaqdadır. Keyfiyyət xüsusiyyətlərinin təmin edilməməsi, istifadəçisi tərəfindən geri qaytarma, çox istehsal, həyat dövrünü tamamlamış olma və zamanət daxilində sıradan çıxma kimi səbəblər bunlar arasında sayıla bilər. Məhsul, yuxarıdakı səbəblərin hər hansı birindən ötrü tədarük zəncirinə döndüyündə təmir etmə, məhsul yeniləmə, parça alma, yenidən istehsal və geri qaytarma proseslərindən biri ya da bir neçəsi istifadə edilərək geri qazandırıla bilər.

Əks logistika sistemlərinin planlaşdırılması 2 əhəmiyyətli ünsürün diqqətdə saxlanması lazımdır. Bunlar, məhsul növü və istifadə olunan bərpa məsələsidir. Məsələn, geri dönmə bir fotoaparat yaxşı vəziyyətdədirsə bəzi kritik hissələri dəyişdirilərək ikinci bir bazarda satıla bilər (Məhsul yeniləmə). Aparat köhnəlibsə və yaxşı vəziyyətdə deyilsə işə yarayan müəyyən hissələri alınaraq ehtiyat hissə olaraq istifadə edilə bilər (Parça alma). Bir digər məsələ də aparat çox köhnəlibsə vəsait geri çevrilə bilər (Geri dönüş). Geri qazanma prosesi texniki baxımdan mümkün olsa belə iqtisadi baxımdan cəlbədicə olmaya bilər. Buna görə ümumi bərpa xərclərinin böyük hissəsini təşkil edən daşıma xərclərini azaltmaq məqsədiylə effektiv bir logistika şəbəkəsi hazırlanması lazımdır. Məhsul tipi və geri qazma məsələsi diqqətə alındığında ümumi olaraq dörd fərqli əksinə logistika şəbəkəsindən bəhs edilə bilər [8, s.151-166].

1. Bir-Başa Olaraq Yenidən İstifadə Şəbəkəsi (Directly reusable Network): Geri dönmə məhsullar və vəsaitlər yeni məhsul istehsal etmək üçün və ya daşıma avadanlığı olaraq təkrar istifadə üçün ya birbaşa olaraq yenidən istifadə edilir və ya təmizləmə, kiçik təmir kimi yenidən işləmə əməliyyatı aparılır. Plastik və şüşə qablar bu tip prosesə nümunə olaraq verilə bilər. Geri qazandırılan məhsul, yeni məhsula nəzərən daha aşağı keyfiyyətdə olsa da bu vəziyyət ümumiyyətlə məhsul performansına təsir etmir.
2. Yenidən İstehsal Şəbəkəsi (REMANUFACTURING Network): Bu sistemlərin məqsədi geri dönmə parçaları yeni vəziyyətə gətirərək istehsal ediləcək yeni məhsullarda istifadə etmək, geri dönmə məhsulları da eyni şəkildə yeni hala gətirərək satmaqdır. Dönmə məhsullar, istifadə edilmiş, həyat dövrünü tamamlamış və ya bərpa üçün geri göndərilən istehlakçı malları ola bilər. Yenidən istehsal edilmiş məhsul, yeni məhsul ilə eyni xüsusiyyətləri daşıyır və eyni keyfiyyət standartını təmin edir. Avtomobil hissələri yenidən istehsal edilən məhsullara nümunə olaraq verilə bilər.
3. Təmir Xidmət Şəbəkəsi (Repair Service Network): Bu sistemlər müştərilərin xidmət ehtiyaclarını qarşılamaq və qüsurlu məhsulları təmir etmək məqsədiylə yaradılır. Təmir prosesində məqsəd, geri dönmə məhsulu işlək vəziyyətə gətirməkdir.
4. Geri Dönüş Şəbəkəsi (Recycling Network): Geri çevrilmədə məhsul və komponentlərin xüsusiyyət və funksiyaları itir. Geri çevrilmənin məqsədi, istifadə edilmiş məhsul və komponentləri meydana gətirən materialların yenidən istifadə edilməsidir. Plastik məhsullar, geri çevrilərək geri qazanılan məhsullar sırasındadır.

Yuxarıda bəhs edilən hər bir əks logistika sistemi özünə xas xüsusiyyətlər daşdığından müxtəlif səviyyədə təhlil etmə, fərqli şəbəkə dizaynları və planlaşdırma yanaşmalarını tələb edir.

Əks logistika sisteminə bütövlükdə toplanması, təsnifatı, təhlil, yenidən işləmə və yenidən paylaşılması fəaliyyətləri daxildir.

Toplama: İstifadə edilmiş məhsulların (core) müştərilərdən geri qazandırılmaq üçün toplanmasını ifadə etməkdədir. İstifadə edilmiş məhsullar müştərilərdən birbaşa, pərakəndə satış və ya 3-cü tərəf xidmət təminatçıları vasitəsilə toplanır.

Təsnif etmə: Planlaşdırılan geri qazanım prosesinə (yenidən istehsal, geri çevrilmə, təmir, parça alma kimi) bağlı olaraq məhsulların keyfiyyətlərinə və izləyəcəkləri yola görə təsnif edilməsi əməliyyatıdır.

Yenidən işləmə: Əks logistika sistemləri bir-birindən ayıran ən əhəmiyyətli fərqlilik bu mərhələdə meydana gəlməkdədir. Məhsulun yenidən işlənməsi təmir etmə, məhsul yeniləmə, parça alma, yenidən istehsal, geri çevirmə kimi bir çox fərqli geri qazanım prosesi istifadə edilir.

Yenidən paylanması: Geri qazınan istifadə edilmiş məhsullar yenidən irəli axışa daxil olur.

### 3. Metod

Müəssisələr baxımından logistika idarəetməsi xüsusilə istehsalat logistikası böyük əhəmiyyət daşımaqdadır. Bu məqalə insanların tərsinə logistika fəaliyyətlərinə verdikləri dəyəri göstərməsi baxımından əhəmiyyət kəsb edir.

Bu məqalənin məqsədi istehsalat sektorundakı logistika prosesinin araşdırılması və tərsinə logistikanın Azərbaycanda təsirini müəyyən etməkdir.

Tədqiqat ölkənin şəhər və rayonlarında aparılmış, təyin olunmuş məhsul qruplarından istifadə edən insanlar tədqiqatın əhatə dairəsini təşkil etmişdir. Araşdırmada anket metodu istifadə edilmişdir. Araşdırmanın əsas kütləsini 18 yaşından yuxarı insanlar təşkil etmişdir.

Anketə qatılanların 84,6%-i kimi böyük bir qismi Bakı şəhərində yaşayan sakinlərdən ibarət olmuşdur. Digər hissəsi təxminən 16%-i Sumqayıt və digər şəhərlər təşkil etmişdir. Anketdə ailənin aylıq gəliri üzrə də nəticələr əldə edilmişdir. Tədqiqatda iştirak edən əhəlinin 51,6%-inin aylıq gəliri 500-1000 manat arasında olduğu müəyyən edilmişdir. Eyni zamanda təhsil səviyyəsi baxımından 83,5%-i ali təhsilli olduğu müşahidə edilmişdir.

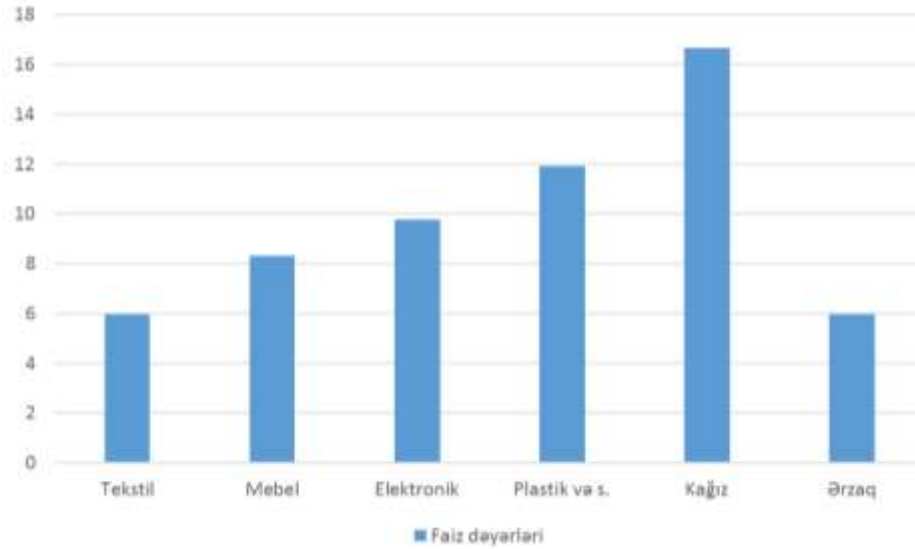
Hər bir məhsul qrupu üçün daha çox hansı variantda uyğun məhsulların istifadəsinə üstünlük verirsiniz? Sualına əsasən əldə edilmiş anketin nəticəsi aşağıdakı cədvəldə göstərilmişdir.

**Cədvəl 1.** Hər bir məhsul qrupu üçün uyğun istifadə üstünlüyü

	Başqası tərəfindən istifadəsi bitmiş və hər hansı təmirə ehtiyacı olmayan məhsulu istifadə edirəm	Başqası tərəfindən istifadəsi bitmiş və müəyyən qədər təmirə ehtiyacı olan məhsulu istifadə edirəm	Yenidən istehsal prosesinə daxil edilərək yeni məhsul halına gəlmiş məhsulu istifadə edirəm	Yep-yeni olan və keçmişdə kimsə tərəfindən istifadə edilməyən məhsulu istifadə edirəm
1. Tekstil (paltar, geyim, xalça, pərdə, ayaqqabı)	15.48%	4.76%	5.95%	73.81%
2. Mebel (divan, kreslo, yataq, stol, stul, rəf)	15.48%	10.71%	8.33%	65.48%
3. Elektronik bəyaz əşya (soyuducu, kondisioner, TV, telefon, paltaryuyan maşın)	17.07%	9.76%	9.76%	63.41%
4. Plastik, şüşə, alüminium, naylon	7.14%	4.76%	11.90%	76.19%
5. Kağız (kitab, dəftər, jurnal, qəzet)	19.05%	13.10%	16.67%	51.19%
6. Ərzaq	4.76%	3.57%	5.95%	85.71%

Cədvəldən görüldüyü kimi respondentlərin əksəriyyəti yeni və əvvəllər kimsə tərəfindən istifadə edilməyən məhsullara daha çox üstünlük verirlər. Bu məhsulların bütün kateqoriyalarına aid edilir. Lakin bu göstərici ərzaq, plastik, şüşə, alüminium, naylon və tekstil məhsullarında daha yüksəkdir.

**Şəkil 1.** Yenidən istehsal edilən məhsulu istehsal etmə üstünlüyü (Məhsul kateqoriyaları üzrə)



Kağız məhsullarının istifadəsində isə yeni məhsulları tərcih edən respondentlərin payı digər məhsul kateqoriyalarına nisbətən daha aşağıdır. Belə ki, respondentlərin 32%-ə qədəri ikinci əl məhsullardan istifadə edə biləcəklərini, 16,67%-i isə təkrar emal edilərək istehsal edilən məhsulları istifadə etməyə hazır olduqlarını qeyd etmişlər.

Ərzaq məhsullarında isə ikinci əl məhsulların və təkrar istehsal edilmiş məhsulların payı çox aşağıdır ki, bu da normal qarşılıdır. Digər tərəfdən isə respondentlərin az qismi əsas təkrar istehsal məhsullarından hesab edilən plastik, şüşə və nalyondan istifadə edə biləcəklərini göstərirlər. Bunun da əhalinin bu sahədə məlumatlılığından və təkrar emala qarşı olan inamsızlığından irəli gəlir.

#### **4. Nəticə**

Son illərdə istehlakda meydana gələn artımlar resursların azalmasına, tullantı istehsalının artmasına və ətraf mühitin böyük ölçüdə zərər görməsinə səbəb olmaqdadır. Bu mövzuya maraq göstərən istehlakçılar və hökumətlər tullantıların azaldılması və təbii resurs istifadəsi üçün istehsalçıların üzərinə diqqəti artırmaqdadırlar. İstehlakçıların və hökumətlərin istehsalçıların üzərindəki təzyiqləri və firmaların mənfəət əldə etmə arzuları onları tədarük zənciri boyunca əks logistika sistemlərinə daxil etməyə məcbur etməkdədir. Buna görə, artıq bir çox firma üçün eyni zamanda əks logistika kanalının da idarə olunması lazımdır.

Logistikanın idarə edilməsi müştəri ehtiyaclarını qarşılamaq üçün, istehsal və istehlak nöqtələri arasındakı mal, xidmət və informasiyanın iki istiqamətli hərəkətinə əlavə olaraq logistika fəaliyyətlərinin təsiri və səmərəliliyinin artırılmasıdır.

Bu məqalədə, mövzuyla əlaqədar aparılmış olan tədqiqatlar araşdırılmış və ümumi xüsusiyyətləri analiz edilmişdir. Tədqiqat əsnasında anket metoduna əsasən yenidən istehsal olunmuş hər bir məhsul qrupu üçün nəticələr əldə edilmişdir.

Bu işin ədəbiyyata faydasına gəldikdə, daha əvvəl aparılmamış bir araşdırma olduğundan ən azından Azərbaycan üçün logistika fəaliyyətlərindən olan əksinə logistikanın hazırkı vəziyyəti haqqında məlumat verməsidir.

Ədəbiyyatdakı bu tədqiqata əlavə olaraq Azərbaycanda fəaliyyət göstərən müəssisələrin yenedən istehsal üçün həyata keçirdikləri fəaliyyətlər araşdırıla bilər. Müəssisələrin əks logistika baxımından sistemləri modelləşdirilərək həll metodları təklif edilə bilər.

#### **ƏDƏBİYYAT**

1. Dowlatshahi, S., "A strategic framework for the design and implementation of remanufacturing operations in reverse logistics", *International Journal of Production Research*, No 16, 3455–3480, 2005.
2. Fleischmann M., Beullens, P., BloemhofRuwaard, J.M., van Wassenhove, L.N., "The Impact of Product Recovery on Logistics Network Design", *Production and Operations Management*, No 2, 156, 2001.
3. Fleischmann, M., Bloemhof-Ruwaard, J.M., Dekker, R., van der Laan, E., van Nunen, J.A.E.E. And van Wassenhove, L.N., "Quantitative models for reverse logistics: a review (Invited Review)", *European Journal of Operational Research*, No 1, 1-17, 1997.
4. Hillegersberg, J., Zuidwijk, R., Nunen, J., Eijk, D., "Supporting Return Flows in the Supply Chain", *Communications of the ACM*, No 6, 74-79, 2001.
5. Gungor, A. ve Gupta, S.M., "Issues in environmentally conscious manufacturing and product recovery: A survey", *Computers and Industrial Engineering*, No 4, 811-853, 1999.
6. Agasi Melikov, Parviz Hasanov, Zaur Kazimov, "DESIGN OF REVERSE LOGISTICS NETWORKS AND ITS APPLICATION", *Journal of Qafqaz University, Mechanical and Industrial Engineering*, No 34, s.53-58, 2012
7. Tibben-Lemke, R.S. ve Rogers, D.S. "Differences Between Forward and Reverse Logistics in a Retail Environment", *Supply Chain Management: An International Journal*, No 5, 271-282, 2002.
8. Lu, Z., Bostel, N., Dejax, P., "Simple Plant Location Problem with Reverse Flow", *Supply Chain Optimisation Product/Process Design, Facility Location and Flow Control*, Panos M. Pardalos, Donald W. Hearn (Editors), 151-166, 2005.

UOT 621

## DİŞLİ ÇARXLARIN DİŞLƏRİNİN ƏYİLMƏYƏ GÖRƏ MÖHKƏMLİYƏ HESABLANMA ÜSULLARININ MÜQAYİSƏLİ TƏHLİLİ

**Hüseyn MİRZƏYEV**

Bakı Mühəndislik Universiteti

Bakı / AZƏRBAYCAN

*humirzeyev@beu.edu.az*

### XÜLASƏ

Dişli çarx mexanizmlərinin layihələndirilməsində dişin əyilmə gərginliyinə görə möhkəmliyə hesablanması əsas məsələlərdən biridir. Bu zaman çoxsaylı faktorların təsiri nəzərə alınmalıdır. Bunlardan biri də dişin forma əmsalı adlanan ölçüsüz kəmiyyətdir.

Məqalədə dişli çarxların dişlərinin əyilmə gərginliyinə görə möhkəmliyə hesablama üsulları araşdırılmışdır. Hesabi əyilmə gərginliyi və dişin forma əmsalının müxtəlif metodlar üzrə hesablamalarının nəticələri qarşılaşdırılmış və müqayisəli analiz edilmişdir. Əsasən dişin forma əmsalının təyin edilmə üsulları və müxtəlif parametrlərin ona təsiri şərh edilmişdir.

Dişli çarxların əyilmə gərginliyinə görə möhkəmliyə hesablanma metodikaları, bir-birindən müəyyən qədər fərqlənən dörd müxtəlif hesablama üsuluna ayrılmışdır. Onların hər birində dişin forma əmsalının təyini üçün tövsiyə edilən mövcud nəzəri və empirik ifadələrinin, diaqram və cədvəllərin arasında qarşılıqlı keçid əlaqələri formalaşdırılmışdır.

**Açar sözlər:** dişli çarx, əyilmə gərginliyi, hesablama metodikası, dişin forma əmsalı, Levis düsturu.

### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

#### РЕЗЮМЕ

При проектировании зубчатых механизмов расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба является одним из основным этапом. В этом случае следует учитывать влияние многочисленных факторов. Одна из них - это безразмерная величина, называемая коэффициентом формы зуба.

В статье описаны методы расчета прочности зубьев зубчатых колесо напряжениям изгиба. Проведен сравнительный анализ результаты расчетов напряжений изгибе и коэффициентформы зубьев по разным методам. Были интерпретированы методы определения коэффициента формы зуба и влияния различных параметров.

Методы расчета прочности зубьев по напряжениям изгибаделятся на четыре разных метода расчета, которые отличаются друг от друга. Определена взаимосвязь между существующими теоретическими и эмпирическими формулами, диаграммами и таблицами, которые рекомендуются для определения коэффициентаформы зуба.

**Ключевые слова:** зубчатое колесо, напряжение изгиба, метод расчета, коэффициент зуба, формула Левиса.

### COMPARATIVE ANALYSIS OF THE TOOTH BENDING STRESS CALCULATION METHODS OF GEARING MECHANISMS

#### ABSTRACT

The design of the gear wheels is one of the key issues in calculating the stability of the tooth bending stress. In this case, the effects of numerous factors should be considered. One of them is an unimagivable quantity, called the tooth form factor.

The article describes the methods of calculating the strength of the gear wheels for bending stress. The results of the calculations of for tooth bending stress and tooth form factors on different methods have been analyzed comparatively. The methods of determining the tooth form factor and the effects of various parameters have been interpreted.

The methods of strength calculations for the bending stress of tooth of gearwheels are divided into four different calculation methods, which differ from one another. Defined a mutual relationship between existing theoretical and empirical statements, diagrams and tables, which are recommended for determining the tooth form factor.

**Key words:** gear wheel, bending tension, computation method, tooth coefficient, Lewis equation.

## Giriş

Əyilmə gərginliyi dişli çarxın dişinə təsir edən qüvvədən yaranır və dişli çarxların hesablanması onların möhkəmliyinə təsir edən əsas faktorlardan biridir. Xüsusilə, açıq dişli çarx ötürmələrinin hesablanması əyilməyə görə möhkəmlik əsas işgörmə qabiliyyəti meyarı hesab edilir. Qapalı gövdə daxilində, maye yağa batırılmaqla işləyən, məsələn, reduktor, sürətlər qutusu və s. kimi aqreqatların dişli çarxları üçün kontakt möhkəmliyi əsas işgörmə qabiliyyəti meyarı olsa da, onların da layihələndirilməsində əyilmə gərginliyinə görə möhkəmliyə yoxlama hesabı aparılır.

**Hesablama metodları.** Dişli çarxların dişlərinin əyilmə gərginliyinə hesablanma metodikası [1–4] işlərində geniş verilmişdir. [1 və 2]-də əyilmə gərginliyi çevrəvi qüvvədən yaranan əyilmə momentinə görə hesablanır və hesablamada əsasən buraxıla bilən əyilmə gərginliyinə görə ötürülə biləcək maksimal çevrəvi qüvvənin qiyməti Levis düsturu ilə hesablanır. Bu hesablama metodlarının əsas məzmunu və şərh aşağıda verilmişdir.

*Birinci hesablama metodu.* Bu metod [1, s.1037]-ə əsasən şərh edilir. Hesablama sxemi şəkl.1a-də verilmişdir. Şəkildə  $W_n$ - normal qüvvə,  $W_t$  və  $W_R$  isə uyğun olaraq onun radial və tangensial təşkil ediciləridir. Sxemdən də görüldüyü kimi  $W_t$  qüvvəsindən diş əyilməyə,  $W_R$  qüvvəsindən isə sıxılmaya məruz qalır, amma hesablamada sıxılma gərginliyinin təsiri nəzərə alınmır.  $W_n$  qüvvəsi ilişmə xətti boyunca, dişin səthinə normal istiqamətdə təsir edir. Onu təsir nöqtəsi dişin simmetriya oxu ilə ilişmə xəttinin kəsişmə nöqtəsinə köçürülür. Bu halda dişin hesabı hündürlüyü ( $h$ ) faktiki hündürlüyündən bir az kiçik alınır. Dişin profili isə yığılaraq B və C nöqtələrində dişdibi qövslərə toxunan parabolik formaya gətirilir, bu cür formada diş bütün kəsiklərində eyni gərginlik yaranan bərabər möhkəmlikli konsol tir kimi baxılır.

Əyilmə gərginliyi əyici momentə və ətalət momentinə görə hesablanır:  $\sigma_w = \frac{My}{I}$ ,

burada  $M$  – çevrəvi qüvvədən yaranan əyici moment -  $M = W_t h$ ,  $I$  – düzbucaqlı en kəsiyin mərkəzi oxlara nəzərən ətalət momenti -  $I = bt^3/12$ ,  $y$  – düzbucaqlının tərəfinin koordinatıdır, dişin qalınlığının yarısına bərabərdir -  $y = t/2$ . Burada  $t$ - dişin dib hissəsinin qalınlığı,  $b$ - dişin uzunluğudur. Bunları nəzərə almaqla aşağıdakı ifadə yazılır:

$$\sigma_w = \frac{6W_t h}{bt^2} \quad (1)$$

alınır. Burada dişin en kəsik ölçülərindən asılılığı aradan qaldıraraq, hesablamaları ümumiləşdirmək üçün onların addıma nisbəti olan ölçüsüz parametrlər daxil edilir:  $x = \frac{t}{p}$ ,  $k = \frac{t}{p}$ . Onda (1) ifadəsi aşağıdakı şəkllə  $\sigma_w = \frac{6kW_t}{x^2b}$  şəklində düşür. Burada dişin forma əmsalı və yaxud Levis forma əmsalı adlanan, dişin en kəsik formasından asılı olan ölçüsüz  $y = \frac{x^2}{6k}$  parametrini və dişin addımının ilişmə modlu ilə əvəzlənməsini  $p = \pi m$  nəzərə almaqla əyilmə gərginliyinin yekün ifadəsi alınır:

$$\sigma_w = \frac{W_t}{bpy} = \frac{W_t}{b \cdot \pi m \cdot y} \quad (2)$$



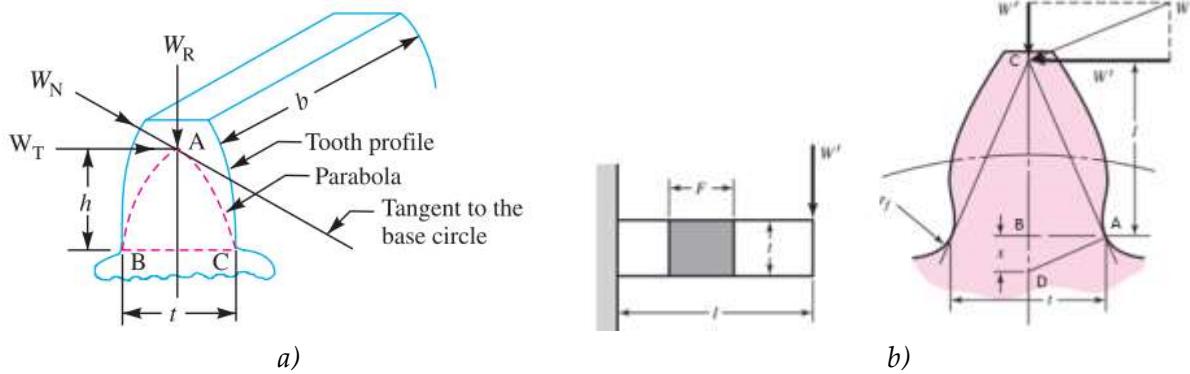
Dişin forma əmsalı nəzəri olaraq ilişmə modlu, dişin dib hissəsinin qalınlığı və hesabi hündürlüyündən; praktiki olaraq isə evolvent dişli çarxın dişlərin sayından asılı olaraq aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$y = \frac{t^2}{6h\pi m}; y = 0,154 - \frac{0,912}{z} \quad (3)$$

Yükün dinamik təsirini nəzərə almaq üçün əyilməyə hesablamağa götürülən buraxıla bilən gərginlik sürət əmsalını ( $C_v$  -yükün dinamiklik əmsalını) nəzərə almaqla Barth düsturu ilə təyin edilir:  $\sigma_w = \sigma_a \cdot C_v$ , burada  $\sigma_a$ - materialın növündən asılı olaraq buraxıla bilən gərginlikdir. Adi emal olunan dişli çarxlar üçün, çevrəvi sürət 12,5 m/s-yə qədər olduqda,  $C_v = \frac{3}{3+v}$  düsturu ilə təyin edilməsi tövsiyə olunur. Bundan başqa dinamik yükün hesablanması üçün və həmçinin dişin yeyilmədən daşıyabiləcəyi maksimal yükün hesablanması üçün də ifadələr təklif olunur. Beləliklə, bu metodikada dişin əyilmə möhkəmliyi üç kriteriya üzrə aparılır: a) Statik yükə görə; b) Dinamik yükə görə; c) Yeyilməyə davamlılığa görə.

*İkinci hesablama metodu.* Bu metod [2, s. 714]-ə əsasən şərh edilir. Hesablama sxemi şəkl.2a-da verilmişdir.

Şəkl. 1. Dişin əyilməyə hesablama sxemi: a) [1]-ə əsasən; b) [2]-yə əsasən



Şəkilə  $W$ - dişə təpə nöqtəsində ilişmə xətti boyunca təsir edən normal qüvvə,  $W^t$  və  $W^R$  isə uyğun olaraq onun tangensial və normal toplananlarıdır.

Əyilmə gərginliyi burada da əyici momentə və ətalət momentinə görə hesablanır:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^t l}{Ft^2} \quad (4)$$

burada  $M$  – çevrəvi qüvvədən yaranan əyici moment,  $I$  – düzbucaqlı en kəsiyin mərkəzi oxlara nəzərən ətalət momenti,  $F$ - dişin uzunluğu,  $c$ - düzbucaqlının tərəfinin koordinatıdır, dişin qalınlığının yarısına bərabərdir.

Şəkil 2b-də ABC və ABD üçbucaqlarının oxşarlıq şərtindən  $\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2}$  yazaraq,  $x = \frac{t^2}{4l}$  ifadəsini (4)-də nəzərə alaraq, kəsinin sürət və məxrəcini  $p$ -yə (addıma) vurub, onu da ilişmə modlu ilə ifadə etsək,  $p = \pi m$ , həmin ifadə aşağıdakı şəklə düşər:

$$\sigma = \frac{W^t}{Fpy} = \frac{W^t}{F \cdot \pi m \cdot y} \quad (5)$$

Burada  $y$  – dişin forma əmsalıdır:

$$y = \frac{2x}{3p} = \frac{t^2}{6 \cdot \pi m \cdot l} \quad (6)$$

(2) və (5) ifadələrinin müqayisəsindən görünür ki, onlarda parametrlər müxtəlif cür işarələnsə də, həmin ifadələr demək olar ki, eynidir. Sadəcə dişin forma əmsalları eyni hərflə ( $\gamma$ ) işarələnsə də, fərqli ifadələrlə, (3 və 6), təyin olunur. Analoji hesablama metodikası [7, s. 400] və [8, s. 385], -də də verilmişdir.

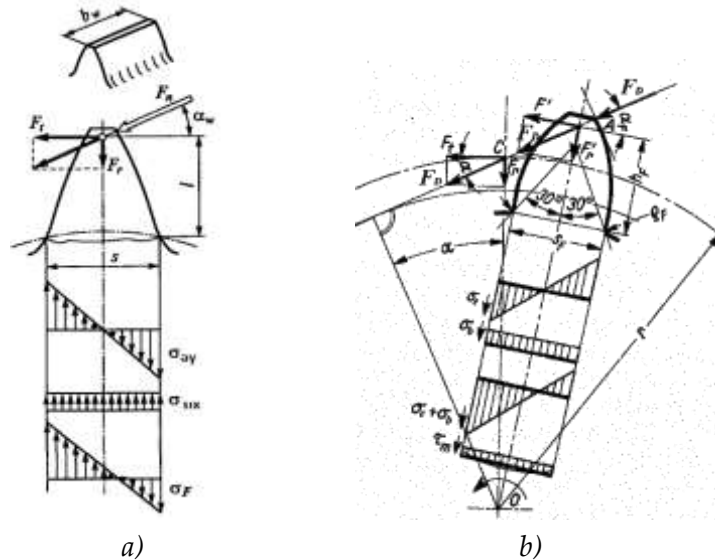
Dinamik yükləmə halında yükün dinamiklik əmsalı Carl G. Barth düsturu

$$[2, s.719] K_v = \frac{3,05+v}{3,05} \text{ ilə nəzərə alınır.}$$

Üçüncü hesablama metodu. Bu metod [3, s. 119]-ə əsasən şərh edilir. Hesablama sxemi şəkl.3a-da verilmişdir.

Burada da normal qüvvə dişin zirvəsinə tətbiq edilmiş və dişin simmetriya oxuna qədər sürüşdürülmüşdür. Əslində bu halda çevrəvi qüvvənin tətbiq radiusu dişli çarxın başlanğıc çevrəsinin radiusundan bir az böyük olur və  $F_r=2T/d$  düsturu ilə hesablanan qiymətindən fərqlənir, ancaq bunu nəzərə almayaraq çevrəvi və radial qüvvələrin ümumi düsturlarına əsasən hesablanmış qiymətləri götürülür.

Şəkl. 2. Dişin əyilməyə hesablama sxemi: a) [3]-ə əsasən; b) [9]-ə əsasən



Əyilməyə hesablama yükün dişin zirvəsinə tətbiq edilməsi onun ən təhlükəli yüklənmə halına uyğundur. Belə ki, yükün ancaq bir cüt dişli çarx tərəfindən götürülməsi və dişə konsol tir kimi baxılması halında dişin dibində yaranan maksimal əyici moment ən böyük qiymətini yük dişin zirvəsindən təsir edəndə alır. Hesabi əyilmə gərginliyi əyilmədən və sıxılmadan yaranan gərginliklərin fərqi kimi qəbul olunur:

$$\sigma_F = \sigma_{ay} - \sigma_{slx} = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{A},$$

burada  $W$ - dişin düzbucaqlı formada olan en kəsiyinin əyilmədə müqavimət momenti,  $A$ -dişin dib hissəsindən uzununa en kəsik sahəsidir:

$$W = \frac{b_w s^2}{6}, A = b_w s.$$

Xətti ölçülər olan  $l$  və  $s$  hesablama üçün əlverişli olmadığından, müxtəlif modullu dişlərin həndəsi oxşarlığını nəzərə alıb onları ilişmə modluna bölməklə ölçüsüz parametrlərlə əvəz edirlər:  $\hat{l} = l/m, \hat{s} = s/m$ . Bu halda əyilmə gərginliyinin aşağıdakı ifadəsi alınır:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} Y_{FS} \quad (7)$$

burada  $K_F$ -hesabi yük əmsalı,  $Y_{FS}$ -dişin forma əmsalıdır:

$$Y_{FS} = \left[ \frac{6l}{(s_t)^2} - \frac{\tan \alpha}{s_t} \right] K_T \quad (8)$$

$K_T$  isə gərginliyin nəzəri konsentrasiya əmsalıdır.

[4, s. 169]-da dişin forma əmsalının yuxarıdakı ifadələrindən bir qədər fərqli, gərginliyin nəzəri konsentrasiya əmsalını ( $\alpha_\sigma$ ) nəzərə almaqla aşağıdakı ifadə verilmişdir:

$$Y_{FS} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_t} \left[ \frac{6mh_p \cos \gamma}{s_t^2} - \frac{m \sin \gamma}{s_t} \right] \quad (8^*)$$

(8) və (8\*) ifadələrinin müqayisəsindən görünür ki  $h_p = l$ ,  $s_t = s$ ,  $K_T = \frac{m\alpha_\sigma}{\cos \alpha_t}$ .  $\gamma$  bucağı ilişmə bucağından bir qədər kiçik bucaqdır.

Praktiki hesablamalar üçün isə [4]-də  $Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$  ifadəsi də verilmişdir. Burada  $x$  – yerdəyişmə əmsalı,  $z_v$ - ekvivalent dişlərin sayıdır.

[5, s. 212]-də isə həmin metodika ilə hesablanmasına baxmayaraq dişin forma əmsalının bir qədər fərqli ifadəsi verilmişdir:

$$Y_{FS} = \frac{6\mu}{v^2 \cos \alpha_w'} \quad (8^{**})$$

burada  $\mu = \frac{l}{m}$ ,  $v = \frac{s}{m}$  ölçüsüz əmsallardır.

*Dördüncü hesablanma üsulu.* Bu üsul [9]-a əsasən şərh edilmişdir. Hesablama sxemi şəkil 3b-də göstərilmişdir. Bu üsul [3-5] işlərində göstərilən üsullara oxşardır. Yəni diş dibindəki əyilmə gərginliyinə çevrəvi qüvvədən yaranan əyilmə momentinin, dişdibinin düzbucaqlı formalı en kəsiyinin müqavimət momentinə nisbəti kimi baxılmışdır [9, səh. 767]:

$$\sigma_e = \frac{F_t}{bm} Y_F \quad (9)$$

Burada da  $Y_F$  – dişin forma əmsalıdır:

$$Y_F = \frac{6(h/m) \cos \alpha_F}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} \quad (10)$$

Göstərilmişdir ki, ən böyük əyilmə gərginliyi dişin simmetriya oxu ilə 30 dərəcə bucaq altında kəşişən düz xəttin diş dibi qövsə toxunma nöqtəsində yaranır.

Hesablama sxemində (şək. 3.b) diş dibində yaranan əyilmə, sıxılma, onların cəmi və birdə, əvəvəlki hesablama metodlarında nəzərə alınmayan sürüşmədən yaranan toxunan gərginliyin epürü verilmişdir. Amma qeyd edilmişdir ki, Alman standartlarında (DİN 3990) sadəcə əyilmə gərilməsinə görə dişin dibində yaranan gərginlik hesablanır, sıxılma və toxunan gərginliyin təsiri  $Y_{sa}$  əmsalı ilə nəzərə alınır. Hesablama metodu *Niemanın* adı ilə bağlanılır[9].

*Hesablama üsullarının müqayisəsi.* Baxılan hesablama üsullarının müqayisəsindən görünür ki, onların arasında əsas fərq parametrlərin işarələnməsində, dişin forma əmsalının ifadəsində və hesablama sxemindədir. Əsas fərq isə sıxılma gərginliyinin təsirinin nəzərə alınmasıdadır. Belə ki, birinci və ikinci üsulda təsiri kiçik olması səbəbindən sıxılma gərginliyi nəzərə alınmamışdır. Baxmayaraq ki, hesablama sxemində sıxıcı qüvvə komponenti, radial qüvvə göstərilmişdir.

[1] və [2]-də, həmçinin digər ingilis dilli mənbələrdə, məs. [6-8] göstərilmişdir ki əyilməyə hesablaşma metodikasının əsasası 1892-ci ildə Wilfred Lewis tərəfindən qoyulmuşdur. Buna görə də hesabi əyilməyə gərginliyinin düsturunun (2) və (5) şəklində yazılışı *Lewis düsturu* adlanır. Rus dilli mənbələrdə [3, 4] və onların əsasında Azərbaycan dilində yazılan kitablarda, məsələn [5]-də, əyilməyə hesablaşma metodikasının əsasının kim tərəfindən işlənilməsi barədə yazılmır və “Lewis tənliyi” deyilən bir ifadə yoxdur.

(2) və (5) ifadələrində bəzən ilişmə addımı modulla əvəz edilərkən dişin forma əmsalı da  $Y = \pi y$  kimi əvəz edilmişdir. Yəni

$$\sigma = \frac{W^t}{F \cdot m \cdot Y}. \quad (11)$$

Dişin forma əmsalının (Lewis form factor) (3) və (6) şəklində nəzəri ifadələrini araşdırılması göstərir ki, bu ifadələrdə  $t$ - dişin kökünün qalınlığı,  $h$ - və ya  $l$ - isə dişin əyilməyə hesablaşmasında nəzəri hündürlüyüdür. Onların hər ikisi ilişmə modulundan asılıdır. İlişmə bucağı 20 dərəcə olan evolvent profilli dişli çarxlar üçün

$$h = 2,25m \approx 2m; t \approx \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$$

burada  $h_a$  və  $h_f$  uyğun olaraq dişin başlıq və dib hissələrinin hündürlüyüdür. Dişin qalınlığı bölgü çevrəsi üzrə dişin addımının yarısına bərabərdir, dişin kökündə isə bir qədər artıqdır. Dişin nəzəri hündürlüyü isə faktiki hündürlüyündən bir qədər kiçikdir, çünki dişin tərəpindən təsir edən qüvvəni dişin simmetriya oxuna sürüşdürükdə dişin nəzəri hündürlüyü müəyyən qədər kiçilir. Bu mülahizələri nəzərə alaraq axırıncı riyazi ifadələri (3)-ün birinci ifadəsində nəzərə alıb, onu həll etdikdə ilişmə modulu da dişin forma əmsalının ifadəsində ixtisara düşür və dişin forma əmsalı sabit qiymətə çevrilir:

$$y = \frac{\pi}{48} = 0,06545; Y = \frac{\pi^2}{48} = 0,20562.$$

Dişin forma əmsalını təyin etmək üçün kitablarda müxtəlif cədvəllər və ya qrafiklər vardır. Onların analizi göstərir ki, dişin forma əmsalı təkcə ilişmə modulundan deyil həmçinin ilişmə bucağından, dişlərin sayından və başlanğıc konturun yerdəyişmə əmsalından da asılıdır. Evolvent dişin, xüsusilə onun dib hissəsinin forması dişlərin sayından asılı olduğu məlumdur.

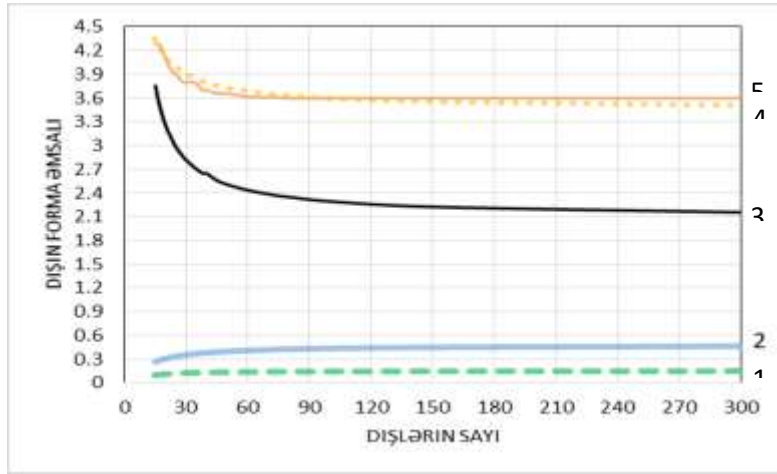
Şək. 3-də dişin forma əmsallarının [1], [2], [3] və [4]-ə əsasən müəyyən edilmiş qiymətlərinin dişlərin sayından asılılıq qrafiki verilmişdir. Qrafik başlanğıc yerdəyişmə əmsalı sıfır olan ( $x=0$ ) dişli çarx üçün işlənilmişdir.

Dişin forma əmsalı dişlərin sayı 17-50 arasında dəyişdikdə kəskin dəyişir. 50-dən sonra 75-ə qədər cüzi dəyişir, ondan sonra isə demək olar ki, sabit qalır. Şək. 3-dən görünür ki, dişlərin sayı 50-yə qədər artdıqca, dişin forma əmsalı [1 və 3]-ə görə artdığı halda, [2 və 4]-ə əsasən azalır (?). [2]-də verilmiş cədvəlin analizi göstərir ki  $Y = \pi y$  kimi ifadə olunan dişin forma əmsalı dişlərin sayı 12-dən sonsuza (Rack) qədər artdıqda 0,33512-dən 0,54406-ya qədər artır. İlişmə bucağı 25 dərəcə olan dişli çarxlarda isə ilişmə bucağı 20 dərəcə olanlara nisbətən 1,2 dəfə böyükdür.

(2), (5), (8) və (11) ifadələrinin müqayisəsi əsasında dişin forma əmsallarının müxtəlif ifadələri arasında aşağıdakı asılılığı yazmaq olar:

$$Y_{FS} = \frac{1}{Y} = \frac{1}{\pi y}. \quad (12)$$

**Şəx. 4.** Dişin forma əmsalının dişlərin sayından asılılığı: 1 - [1, 6]-ə əsasən; 2 - [2, 7]-yə əsasən; 3 - [3]- $Y=1/Y_{FS}$  -ə görə müqayisə qrafiki; 4 - [3]-ə əsasən; 5 - [4]-ə əsasən



Dişin forma əmsalının müxtəlif mənbələrdə verilmiş ifadələrini müqayisə etmək üçün aşağıdakı cədvəl tərtib edilmişdir.

*Dişin forma əmsalının təyin edilmə ifadələri.*

SS	Mənbə	İfadə
1.	[1]	$y = \frac{t^2}{6 \cdot \pi m \cdot h}, y = 0,154 - \frac{0,912}{z}$ .
2.	[2]	$y = \frac{2x}{3p} = \frac{t^2}{6 \cdot \pi m \cdot l}; x = \frac{t^2}{4l}$
3.	[3]	$Y_{FS} = \left[ \frac{6l}{(s)^2} - \frac{\tan \alpha}{s} \right] K_T; \lambda = l/m, s = s/m.$
4.	[4]	$Y_{FS} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_t} \left[ \frac{6mh_p \cos \gamma}{s_t^2} - \frac{m \sin \gamma}{s_t} \right], Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2.$
5.	[5]	$Y_{FS} = \frac{6\mu}{v^2 \cos \alpha_w} = \frac{6lm}{s^2 \cos \alpha_w}; \mu = \frac{l}{m}, v = \frac{S}{m}$
6.	[9]	$Y_F = \frac{6(h/m) \cos \alpha_F}{(S_F/m)^2 \cos \alpha} = \frac{6hm \cos \alpha_F}{(S_F)^2 \cos \alpha}.$

Cədvəldən görüldüyü kimi parametrlərin işarələnməsindəki fərqləri nəzərə almasaq, [1] və [2]-də verilən ifadələr eynidir. [3] və [4]-dəki ifadələr də xeyli oxşardır, əsas fərq gərginliyin konsentrasiya əmsalının ifadənin tərkibinə daxil edilmə formasındadır. [5] və [9]-də təklif edilən ifadə də [3] və [4]-dəki ifadələrin mötərizə daxilindəki birinci toplananı ilə çox yaxındır. Əsas fərq təsiri az olan parametrlərin nəzərə alınmamasıdır.

Beləliklə, silindrik dişli çarx ötürmələrində dişin əyilməyə görə möhkəmliyə hesablanmasının fərqləndirilmiş, müasir dörd metodikasının təhlili göstərir ki, onları ümumiləşdirərək iki metodikada birləşdirmək olar:

1. Əsası Wilfred Lewis tərəfindən 1892-ci ildə qoyulan hesablanma üsulu;
2. Gustav Neimanınformalaşdırdığı hesablama üsulu.

Bunlardan birincisinin, əsasən ingilis dilli mənbələrdə [1, 2, 6 – 8], ikincisi isə rus dilli və türk dilli mənbələrdə [3 – 5, 9] göstərilmişdir.

## **Nəticə**

- 1) Dişli çarxların dişlərinin əyilməyə hesablanma metodlarında istifadə olunan hesabi əyilmə gərginliklərinin ifadələri çox oxşar olsalar da, həmin ifadələrə daxil olan dişin forma əmsalının təyinindəki yanaşmalar müxtəlifdir.

- 2) Hesabi əyilmə gərginliyinin təyin edilməsində sıxılma gərginliyinin təsirinin nəzərə alınmaması [1 və 2]-də dişin forma əmsalının daha kiçik alınmasının bir səbəbi ola bilər.
- 3) Dişin forma əmsalının müxtəlif mənbələrdə dişlərin sayından asılı cədvəlləri verilsə də, onun riyazi ifadəsində dişlərin sayı nəzərə alınmır. Ancaq empirik ifadələrdə öz əksini tapmışdır.
- 4) Dişin əyilməsinə səbəb olan çevrəvi qüvvənin qolu dişin hündürlüyünə, dişin dibinin qalınlığı isə onun bölgü çevrəsi üzrə qalınlığına bərabər olarsa, dişin forma əmsalı moduldan asılı olmur, xüsusi halda sabit qiymətə çevrilir.
- 5) Dişin forma əmsalının müxtəlif şəkilli ifadələri arasında keçid əlaqələri (12) müəyyən edilmişdir.

#### ƏDƏBİYYAT

1. Khurmi R.S., Gupta J.K. A. *Textbook of Machine Design*. SI Units. Frist Multicolor Edition. Eurasia Publishing House (PVT.) LTD. Ram Nagar New Delhi-110-055. 2005. XVI+1230 pp.
2. Budynas-Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Eighth Edition. McCraw-Hill Prims. 2016.
3. Иванов М.Н. *Детали машин*. Москва – 2008. 336с.
4. Д.Н.Решетов. *Детали машин*. Москва – 1989.
5. Kərimov Z.H., Həsənov Ə.Q., Qocayev T.B. *Maşinhissələri*, Maarif, 2002.
6. Peter R. N. Childs. *Mechanical Design*. Second edition 2004. Elsevier Ltd.
7. Steven R.Schmid, Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson. *Fundamentals of Machine Elements*. SI Version. Third Edition. CRC Press. 2014.
8. Robert L. Mott, P.E. *Machine Elements in Mechanical Design*. Fourth Edition. University of Dayton. New Jersey, Columbus, Ohio. 2004. 948.
9. Fatih C. Babalik. *Makine Elemanları ve konstruksiyon örnekleri*. 5. Baskı: DORA, Bursa, 2012. 844 s.

UOT: 620.22

## ON FATIGUE OF MATERIALS WITH REGARD TO INCUBATION PERIOD OF FAILURE AND INFLUENCE OF LOADING HISTORY

L.Kh. TALYBLY, N.M. NAGIYEVA

Azerbaijan National Academy of Aviation

Institute of Mathematics and Mechanics of Azerbaijan of National Academy of Sciences

Baku / AZERBAIJAN

ltalybly@yahoo.com

### ABSTRACT

The fatigue of materials subjected to plastic deformation under pulsating loading is simulated. Under the fatigue, one understands disturbance of continuity of the material under cyclic change of plastic deformation. The concept of accumulation of fatigue failures is used, some nonnegative function of damageability considered a characteristic of accumulated damages under pulsating load is introduced.

The experimental fact that damage initiation in the material begins after some number of cyclic loading after the beginning of the cyclic deformation process, is taken into account.

Influence of history of cyclic loading on the fatigue failure process is taken into account. The equation of mechanical fatigue failure is constructed with regard to noted facts. Residual intensity of deformation is accepted as a determining parameter of fatigue failure.

The damageability condition determining the number of loading cycles at which in the material there arises the first fatigue failures is obtained. The cyclic strength condition that allows to determine the number of cyclic loading to fatigue failure, is obtained. The results of comparison of the obtained theoretical results with the data of experiments represented in references, are given. Satisfactory coincidence of calculation and experimental data is obtained.

**Keywords:** fatigue of materials, incubation period of failure; loading history; cyclic damageability condition; cyclic strength condition.

### ОБ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ ИНКУБАЦИОННОГО ПЕРИОДА РАЗРУШЕНИЯ И ВЛИЯНИЯ ИСТОРИИ НАГРУЖЕНИЯ

#### РЕЗЮМЕ

Моделируется усталость материалов, поврежденных пластическому деформированию при пульсирующем нагружении. Под усталостью понимается нарушение сплошности материала при циклическом изменении пластической деформации. Используется концепция накопления усталостных повреждений, вводится некоторая неотрицательная функция повреждаемости, которая считается характеристической накопленных повреждений при пульсирующем нагружении. Учитывается экспериментальный факт о том, что образование повреждений в материале начинается спустя некоторое число циклического нагружения после начала процесса циклического деформирования. Вместе с тем, учитывается влияния истории циклического нагружения на процесс усталостного разрушения. Построено уравнение механического усталостного разрушения с учетом отмеченных фактов. За определяющий параметр усталостного разрушения принята остаточная интенсивность деформации. Получено условие поврежденности, определяющее число циклов нагружения, при котором в материале возникают первые усталостные повреждения. Получено условие циклической прочности, которое позволяет определить число циклических нагружения до усталостного разрушения.

Приведены результаты сравнения полученных теоретических результатов с данными экспериментов, представленным и в литературе. Получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных.

**Ключевые слова:** усталость материалов, инкубационный период разрушения; история нагружения; условие циклической поврежденности; условие циклической прочности.

MATERIALLARIN DAĞILMASININ INKUBASIYA PERIODUNUN VƏ YÜKLƏNMƏNİN TARIXİNİN  
TƏSİRİNİ NƏZƏRƏ ALMAQLA YORĞUNLUĞU  
XÜLASƏ

Pulsasiyalı yüklənmədə plastik deformasiyalanan materialların yorğunluğu modelləşdirilir. Yorğunluq dedikdə plastik deformasiyanın təkrarlanan dəyişməsində materialların bütövlüyünün pozulması nəzərdə tutulur. Yorğunluq zədələrinin yığılma konsepsiyasından istifadə olunur; pulsasiyalı yüklənmədə zədələrin yığılmasının xarakteristikası olaraq mənfi olmayan zədələnmə funksiyası daxil edilir. Təcrübə məlumatlarına uyğun olaraq hesab edilir ki, materialda zədələrin əmələ gəlməsi müəyyən sayda yüklənmə dövrlərindən sonra başlayır. Bundan başqa yorğunluq prosesinə dövrü yüklənmələrin tarixinin təsiridə nəzərə alınır. Qeyd olunan faktların varlığı halındamexaniki yorğunluq dağılmasını ifadə edən tənlik qurulmuşdur. Yorğunluq dağılmasının təyinedici parametri olaraq deformasiyaların qalıq intensivliyi qəbul olunur. Materialda ilk yorğunluq zədələrinin əmələ gəlməsinə qədərki yüklənmə dövrlərinin sayını təyin etməyə imkan verən zədələnmə şərti alınmışdır. Bununla bərabər, yorğunluq dağılmasının baş verdiyi yüklənmə dövrlərinin sayını təyin etməyə imkan verən möhkəmlik şərti təklif edilmişdir. Alınmış nəzəri nəticələr ədəbiyyatda verilmiş təcrübə məlumatları ilə müqayisə olunur. Nəzəri və təcrübü verilənlərin kafi dərəcədə yaxınlığı göstərilir.

**Açar sözlər:** material yorğunluğu, dağılmanın inkubasiya periodu; yüklənmə tarixi; təkrarlanan yüklənmədə zədələnmə şərti, təkrarlanan yüklənmədə möhkəmlik şərti.

**Introductions.** Under fatigue or cyclic durability we understand disturbance of continuity of the construction under consideration under cyclic change of plastic deformation. Cyclic durability conditions existing in references [1-3] are valid in the cyclic loading process, stress and deformation amplitudes remain unchanged. In the general case of variable loadings, the fatigue failure condition was obtained in [4]. Therewith, the concept of accumulation of fatigue failures was used and stress amplitudes or deformation amplitudes for each loading cyclic were chosen as determining parameters. The fatigue failure condition represented in [4] holds in the case when the cyclic deformation and failure processes begin simultaneously.

The problem consists of constructing the equation of mechanical fatigue failure of the materials in the case when the cyclic failure process begins after some number of deformation cycles. The experimental facts on this process is given in [5-6]. Unlike the existing fatigue failure criteria, we accept the residual intensity of deformations for each mechanical cycle of loading as a determining parameter. This case has an advantage for pulsating loadings, as in this case the residual deformation is a dominant factor.

**Investigation method.** We will use the concept of accumulation of fatigue failures. Following [4], we introduce some scalar parameter  $\eta(n)$ , where  $n$  is the current number of loading cycles. Allowing for normalization we accept:  $0 \leq \eta(n) \leq 1$ . The quantity  $\eta$  characterizes cyclic damageability of the material. Assume that  $\eta(n) = 0$  for  $0 \leq n \leq N'$ , where  $N'$  is the number of cycles of mechanical loading under which damage accumulation process begins in the material. In the case of  $N' \leq n \leq N_*$ , where  $N_*$  - is the number of loading cycles to failure, the quantity  $\eta(n)$  is uniquely determined by the residual intensity of deformation  $\varepsilon_i^0(n)$ . For  $0 \leq \eta < 1$ , it holds  $0 \leq n < N_*$ , in the loading cycles interval, the body's state is stable. The cyclic failure begins for the number of loading cycles  $N_*$ , for which  $\eta(N_*) = 1$ .

Further we will proceed from the paper [7].

Let us consider the functional of the form

$$\eta(n) = H(n - N') \left[ \varphi_1(\varepsilon_i^0(n)) + \int_0^n (n - k)^\alpha \varphi_2(\varepsilon_i^0(k)) dk \right], \quad (1)$$



where  $H(n)$  is Heaviside's unit function that here is used in order to exclude the negative part of functional (1). The functions  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$ , the constant  $\alpha$  should be determined. Note that the constant  $\alpha$  characterizes loading history influence on fatigue of materials. The number  $N'$  is determined from the condition:

$$\varphi_1(\varepsilon_t^0(N')) + \int_0^{N'} (N' - k)^\alpha \varphi_2(\varepsilon_t^0(k)) dk = 0 \quad (2)$$

provided  $\lim_{\varepsilon_t^0 \rightarrow 0} \varphi_2(\varepsilon_t^0) = 0$  functional (1) characterizes damage ability whose properties are given

below. Relation (2) is a damageability condition involving  $\varepsilon_t^0$  and determines the number of loading cycles  $N'$ , from which the damage accumulation process begins in the material.

The number of loading cycles to failure  $N_*$  is found from (1) provided  $\eta(N_*) = 1$ :

$$\varphi_1(\varepsilon_t^0(N_*)) + \int_0^{N_*} (N_* - n)^\alpha \varphi_2(\varepsilon_t^0(k)) dk = 1 \quad (3)$$

Relation (3) is the condition of fatigue failure or cyclic durability for the given residual intensity of deformations.

Now let us define the functions  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$ . It is assumed that the function  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$  are the characteristic functions of the material. Proceeding from this, for determining them we use the results of experiments represented by the following relations

$$N_1 = N_1(\varepsilon_{ik}^0); \quad N_0 = N_0(\varepsilon_{ik}^0), \quad (4)$$

where  $\varepsilon_{ik}^0 = const$ ,  $k = 1, 2, \dots$ ;  $N_1$  is the number of loading cycles that precedes appearance of damages in the material at the constant  $\varepsilon_{ik}^0$ ,  $N_0$  - is the number of loading cycles to failure for  $\varepsilon_{ik}^0 = const$ .

From relations (2) and (3) for  $\varepsilon_{ik}^0 = const$  (in this case  $N'$  and  $N_*$  pass to experimental relations (4)) we determine the functions  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$ :

$$\varphi_1(\varepsilon_{ik}^0) = -\frac{N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0)}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0)},$$

$$\varphi_2(\varepsilon_{ik}^0) = \frac{1}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0)}.$$

With regard to the fact that  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$  are characteristic functions of the material, in the last relations we replace  $\varepsilon_{ik}^0$  by  $\varepsilon_t^0(k)$ . We take into account the obtained formulas for  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$  in equation (1):

$$\eta(n) = H(n - N') \left[ -\frac{N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_{ik}^0(n))}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(n)) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(n))} + (1 + \alpha) \int_0^n \frac{(n - k)^\alpha dk}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k)) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k))} \right]. \quad (5)$$

Equation (5) is the equation of mechanical fatigue failure. It contains two experimentally determined functions  $N_1$  and  $N_0$  and one constant  $\alpha$ . It describes the damage accumulation process

in the case of cyclic loading of materials. For  $N_1 \equiv 0$  from equation (5) it follows the known relation

$$\eta(n) = (1 + \alpha) \int_0^n \frac{(n-k)^\alpha dk}{N_0(\varepsilon_t^0(k))}. \quad (6)$$

Equation (6) is the equation of Palmgreen-Mayner's linear summation damages.

From (5) under conditions  $\eta(N') = 0$  and  $\eta(N_*) = 1$  it follows:

$$\frac{N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_{t_1}^0(N'))}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(N')) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(N'))} = (1 + \alpha) \int_0^{N'} \frac{(N' - k)^\alpha dk}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k)) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k))}, \quad (7)$$

$$\frac{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(N_*))}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(N_*)) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(N_*))} = (1 + \alpha) \int_0^{N_*} \frac{(N_* - k)^\alpha dk}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k)) - N_1^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k))}. \quad (8)$$

Relation (7) is the cyclic damageability condition and determines the number of cycles  $N'$  from which the damage accumulation process begins. Relation (8) is the cyclic durability condition and determines the number of cycles  $N_*$  to failure for arbitrary  $\varepsilon_t^0(n)$ .

Now let us consider the issue on experimental determination of the constant  $\alpha$ . The constant  $\alpha$  is determined from additional experiments for fatigue. Let the number of the loadings of the constant  $N$  at which fatigue failure arises in the case of pulsating loadings at proportionally increasing residual deformation:  $\varepsilon_t^0(k) = Dk$ , where  $D = const$ , be known. Therewith, relation (8) becomes an equation for determining  $\alpha$ .

In special case, when the material function  $N_1$  equals zero, from (8) we have:

$$\int_0^{N_*} \frac{(N_* - k)^\alpha dk}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k))} = \frac{1}{1 + \alpha} \quad (9)$$

The cyclic strength condition(9) follows also from (6) for  $n = N_*$  and  $\eta(N_*) = 1$ . The given condition coincides with V.V.Moskvitin's fatigue condition [4].

Now let us consider the special case.

Let  $N_1(\varepsilon_t^0)/N_0(\varepsilon_t^0) \approx A = const$ . Therewith the cyclic damageability condition passes to the relation:

$$(1 + \alpha) \int_0^{N'} \frac{(N' - k)^\alpha dk}{N_0^{1+\alpha}(\varepsilon_t^0(k))} = A^{1+\alpha}$$

Furthermore, in the considered special case the cyclic durability condition (8) passes to relation (9). As we see, condition (9) holds not only for  $N_1 \equiv 0$ , but for  $N_1/N_0 \approx A = const$  as well.

Now we compare experimental data [8]. For the steel of brand 45 by the data of [8] we have:  $N_0 \approx 8,8 \cdot 10^{-4}(\varepsilon_t^0)^{-2,5}$ ;  $N_1 \approx 3,9 \cdot 10^{-4}(\varepsilon_t^0)^{-2,5}$ . Therewith,  $N_1/N_0 \approx 0,45$  or  $A \approx 0,45$ . Furthermore,  $\alpha \approx 0,9$ . The results of experiments on cyclic durability by the loading program is  $\varepsilon_t^0(k) = \varepsilon_t^{00}$ , where  $\varepsilon_t^{00} = 6 \cdot 10^{-4}$  are:  $N_* = 1,46 \cdot 10^7$  cycles. The result of calculation of cyclic durability by the noted programme by the correspondence with condition (9) is the following:  $N_* = 1,53 \cdot 10^7$  cycles. The difference between calculation and experimental values of durability is about

4,4%, that indicates applicability of the obtained relations (9) and (10) to calculation of fatigue failure of structural elements from the steel of brand 45.

**Conclusions.** The equation of mechanical fatigue failure of the materials was constructed with regard to the fact that damage initiation begins after some number of loading cycles after the beginning of the cyclic deformation process. The residual intensity of deformations is accepted as determining parameter of fatigue failure.

Damageability and cyclic durability conditions that allow to determine the number of loading cycles to appearance of first damages and the number of loading cycles to failure, were obtained.

#### REFERENCES

1. Kocanda S. Fatigue failure of metals – M.: Metallurgia, 1976, 455 p.
2. Manson S. Thermal stresses and small cycle fatigue. Trans. from english –M.: Mashinostroenie, 1974, 344 p.
3. Coffin L. F. Design aspects of high temperature fatigue with particular reference to thermal stresses // Trans. ASME, 1956, v. 78, p. 527-532
4. Moskvitin V.V. Cyclic loading of structural elements. –M.: Nauka, 1981, 344 p.
5. Bonqlae Jo., ShahriarSharifimehr, Yongbo Shim, Ali Fatemi. Cyclic deformation and fatigue behavior of carburized automotive gear steel and predictions including multiaxial stress states.// International Journal of Fatigue, 2017, v.100, part 2, p.454-465.
6. Polonnik E.N., Surenskii E.A., Fedotov A.A. Automation of calculation of fatigue durability of mechanical function of aviastructural elements //TrudyMIA, 2017, №92, Mechanics, p. 1-22.
7. TalyblyL.Kh. To information and failure of viscoelastic bodies involving temperature field // Izv. AN SSSR Mekhanikatverdgotela, 1990, № 2, p. 127-139
- . Ivanova V.S. Failure of metals. Moscow: Metallurgia, 1979, 168 p.

UOT: 658.7

## BEYNƏLXALQ DAŞIMALARDA GZİT ANALİZİ (AZƏRBAYCAN VƏ TÜRKİYƏ TİMSALINDA)

**Dindar RAMAZAN, Çingiz RƏHİMOV**

Bakı Mühəndislik Universiteti, Azərbaycan Texniki Universiteti

Bakı / AZƏRBAYCAN

*dindarramazan@gmail.com, turan.cingiz@mail.ru*

### XÜLASƏ

Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikası arasında ticarət dövriyyəsinin ilbəl artmasına uyğun olaraq, beynəlxalq daşımalarda həcmi də dinamik artmaqda davam edir. Ölkələrin daşıma imkanlarının daim inkişaf etdirilməsi onun tranzit, regional və beynəlxalq daşımalarda rolunun artmasına təkan verir. Məqalədə, Azərbaycan və Türkiyə arasında avtomobil nəqliyyatı ilə beynəlxalq (və tranzit) daşımalarının inkişafı ilə bağlı yollar araşdırılmış, ölkələrimiz arasında bu daşımaların artırılması üçün imkanlar göstərilmiş, eyni zamanda, ölkələrimiz arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarının GZİT analizi verilərək təhlillər aparılmışdır. Bundan başqa, məqalədə Azərbaycan və Türkiyə arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarının inkişafının əsas perspektivləri, habelə bu daşımaların ölkələrin tranzit potensialındakı yeri barədə danışılır. Həmçinin, məqalədə Azərbaycan və Türkiyə arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarının inkişafının əsas iqtisadi, elmi və idari istiqamətləri, habelə beynəlxalq avtomobil daşımalarının ölkələrin iqtisadiyyatındakı rolu və yeri göstərilir.

**Açar sözlər:** GZİT analizi, TIR əməliyyatları, qabarit və çəki parametrləri, paylama-yığıma-marşrutları, logistika, nəqliyyat infrastrukturunu, daşıma marşrutları, Avro-5 və ya daha yuxarı ekoloji standartları, yaşıl dəhliz, multimedial nəqliyyat əməliyyatları, vahid keçid tarifi.

### GZIT-АНАЛИЗ МЕЖДУНАРОДНЫХ ПЕРЕВОЗКАХ (В ПРИМЕРЕ АЗЕРБАЙДЖАНА И ТУРЦИИ)

#### РЕЗЮМЕ

В соответствии с ежегодным увеличением торгового оборота между Азербайджанской Республикой и Турецкой Республикой, продолжается и динамическое увеличение объема международных перевозок. Постоянное развитие перевозочных возможностей страны способствует повышению ее роли в транзитных, региональных и международных перевозках. В статье были изучены пути развития международных (и транзитных) перевозок автомобильным транспортом между Азербайджаном и Турцией, показаны возможности для увеличения этих перевозок между нашими странами, одновременно проведены анализы, придавая GZIT-анализ международных автомобильных перевозок между нашими странами. Кроме того, в статье говорится об основных перспективах развития международных автомобильных перевозок между Азербайджаном и Турцией, а также о месте этих перевозок в транзитных потенциалах стран. В статье также уазываются основные экономические, научные и управленческие направления развития международных автомобильных перевозок между Азербайджаном и Турцией, а также роль и место международных автомобильных перевозок в экономике стран.

**Ключевые слова:** анализ GZITE, операции TIR, габариты и весовые параметры, маршруты маршрутизации распределения, логистика, транспортная инфраструктура, маршруты транспортировки, экологические стандарты Евро 5 и выше, зеленый коридор, мультимодальные перевозки, единый тариф коммутации.

### SWOT ANALYSIS IN INTERNATIONAL TRANSPORTATION (IN AZERBAIJAN AND TURKEY)

#### ABSTRACT

Azerbaijan and Turkey as an example According to the annual rise in the trade turnover between Azerbaijan and Turkey, the volume of international transportations is also on dynamic increase. It helps growing role of transit, regional and international on transportation, constantly the opportunities development of transportation capabilities of countries. In the article some ways to develop the international and transit traffic by road transport between Azerbaijan and Turkey have been explored, the opportunities to increase the number of these transportations between our countries are shown, at the same time SWOT analysis of automobile transportation between two countries have been carried out. In addition to it, the main prospects of international automobile transportation as well as the role of

this carriage in the countries' transit potential are mentioned in the article. As well, in article has demonstrate the main economical, scientific and administrative directions as well as economy of the country the role and place in the International road transport between Azerbaijan and Turkey.

**Key words:** SWOT analysis, TIR operations, dimensions and weight parameters, distribution-routing routes, logistics, transport infrastructure, transportation routes, Euro 5 and higher environmental standards, green corridor, multimodal transport operations, single switching tariff.

## **Giriş**

Daşımalar iqtisadiyyatın bütün sektorlarının inkişafında təkanverici rol oynamaqla, yeni xidmət sahələrinin yaradılmasında və ölkələrin iqtisadiyyatlarının gəlirliliyinin artırılmasında mühüm rol oynayır.

Azərbaycanın və Türkiyənin beynəlxalq avtomobil daşımalarında dünya miqyaslı daşıma mərkəzlərinə çevrilə bilmələri üçün çox mühüm coğrafi, iqtisadi və siyasi imkanları mövcuddur. Ölkələrimiz arasında aparılan avtomobil daşıma əməliyyatlarının və ayrılıqda ölkələrimiz üzrə daşıma əməliyyatlarının bir sıra güclü və zəif cəhətləri, habelə müvafiq imkanları və təhlükələri (riskləri) mövcuddur.

Türkiyə və Azərbaycanda müxtəlif nəqliyyat növləri sahəsində bir sıra mühüm infrastruktur layihələri artıq yekunlaşmaqdadır. Bu üstünlükləri nəzərə alaraq, Azərbaycan və Türkiyə ərazisində intermodal və multimodal (qarışıq) daşıma infrastrukturunun yaradılması və TIR daşımaları əməliyyatlarının inkişaf etdirilməsi vasitəsilə daşıma həcmünün artırılması, tranzit daşımalardan daha çox gəlirin əldə edilməsi məqsədilə bir sıra tədbirlər həyata keçirilməlidir.

Qeyd edilən məqsədlər üçün, Azərbaycan və Türkiyə arasında beynəlxalq daşımalarının böyük potensiala malik olduğunu nəzərə alaraq, məqalədə Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikası arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarının mövcud vəziyyəti və bu sahədə daşıyıcıların üzləşdikləri çətinliklər araşdırılmış, məsələnin həlli üçün bir sıra təkliflər verilmişdir.

## **1. Beynəlxalq avtomobil əlaqələrinin tənzimlənməsi**

Azərbaycan və Türkiyənin coğrafi mövqeyi beynəlxalq və tranzit daşımaların inkişafına və bununla da ölkələr arasında iqtisadi əlaqələrdə ticarət həcmələrinin müntəzəm artırılmasına geniş şərait yaradır. Ölkələrin daşıma imkanlarının daim inkişaf etdirilməsi onun tranzit, regional və beynəlxalq daşımalarda rolunun artmasına təkan verir. Qeyd olunanların nəqticəsi olaraq, hazırda Azərbaycan Respublikası ilə beynəlxalq avtomobil əlaqələri sahəsində ən çox daşımaların yerinə yetirildiyi ölkə Türkiyə Respublikasıdır.

Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikası arasında beynəlxalq avtomobil daşımaları 02 noyabr 1992-ci il tarixində imzalanmış "Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikası arasında avtomobil daşımaları haqqında" ikitərəfli Sazişlə, beynəlxalq avtomobil əlaqələrinə dair hər iki ölkənin qoşulduğu beynəlxalq Konvensiya, Saziş və Protokollardan irəli gələn öhdəliklərlə tənzimlənir [15].

Eyni zamanda, Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikasında daşıyıcılar tərəfindən tranzitlə dəmiryol, su və avtomobil nəqliyyatından istifadə etməklə həyata keçirilən beynəlxalq kombinə edilmiş yükdaşımalar sahəsində münasibətlər 2013-cü il noyabrın 13-də Ankara şəhərində imzalanmış "Azərbaycan Respublikası Hökuməti və Türkiyə Respublikası Hökuməti arasında kombinə edilmiş yükdaşımaları haqqında" Sazişlə tənzimlənir [15].

Ölkələrimiz arasında beynəlxalq avtomobil daşıma əməliyyatları kvota çərçivəsində mübadilə edilmiş ikitərəfli "İcazə"lər və tranzit keçid və 3-cü ölkədən/ölkəyə daşımalar üçün verilən, habelə Beynəlxalq Nəqliyyat Forumu (BNF) tərəfindən verilən çoxtərəfli "İcazə"lər əsasında, eyni zamanda hər iki dövlətin daxili qanunvericiliyinə riayət edilməklə həyata keçirilir.

Barəsində icazə sistemi tətbiq edilən xarici dövlətlərə yerinə yetirilən beynəlxalq daşımalar müvafiq icra hakimiyyəti orqanı tərəfindən verilən "İcazə blank"ları əsasında yerinə yetirilir.

"İcazə" blankları növündən asılı olmayaraq, daşıyıcılara Azərbaycan Respublikasının ərazisinə maneəsiz daxil olmaq, yüklənmə aparmaq, ikitərəfli və ya tranzitlə hərəkət etmək hüququnu onların dövlət sərhədini keçmək haqqında tərəflərin qarşılıqlı razılaşması ilə müəyyən edilmiş digər şərtlər gözləniləndiyi halda verilir.

Beynəlxalq avtomobil daşımalarının dövlət tərəfindən tənzimlənməsini təmin etmək məqsədi ilə tətbiq olunan "İcazə" blankı yükdaşımaları ilə məşğul olan avtonəqliyyat vasitələrinə yalnız Azərbaycan Respublikasının ərazisinə maneəsiz daxil olmaq, yüklənmə aparmaq, ikitərəfli və ya tranzitlə hərəkət etmək hüququ verir.

"İcazə" blankları dövlət sərhədinin buraxılış məntəqələrində gömrük orqanları tərəfindən, ölkə ərazisində isə Azərbaycan Respublikasının Nəqliyyat Nazirliyi tərəfindən avtonəqliyyat vasitələrinin sahiblərinə verilir.

**Cədvəl 1.** Azərbaycan Respublikasının ərazisinə daxil olan Türkiyə yük avtomobilləri (onlara verilən "İcazə"lər)

Ölkə - illər	Yük avtomobilləri							Cəmi	O cümlədən tranzit	Yükləmə "icazə"si tətbiq edilib	Cərimə
	Kvota ilə		BNF icazəsi ilə	Hum. və hökumət sərəncamı	"İcazə" tətbiq edilməklə giriş						
	Universal	III ölkə			Universal	III ölkə	Yüksüz giriş				
Türkiyə	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2016	67183	4821	6424	333	3448 4	1094	1405	115744	30781	1900	74
2017 –IX ay	26538	1699	2534	107	1639	222	40	32779	3491	202	9

*Mənbə: Azərbaycan Respublikası Nəqliyyat Nazirliyinin məlumatları.*

Göründüyü kimi, Azərbaycan avtodaşıyıcıları Türkiyə "İcazə"lərindən orta hesabla illik 5-8% istifadə etdikləri halda, Türkiyə avtodaşıyıcıları Azərbaycan "İcazə"lərindən illik 100% istifadə edirlər. Beynəlxalq avtomobil daşımaları təcrübəsində tətbiq edilən paritetlik prinsipinin pozulmasına baxmayaraq, Türkiyə avtodaşıyıcılarının Azərbaycan Respublikasının ərazisinə daxil olmalarının ildən ilə artmasını nəzərə alaraq, kvota çərçivəsində onlara ayrılan "İcazə"lərin sayı 5000 (2011-ci il) ədəddən 35000 (2016-cı il) ədədədək artırılmışdır.

Türkiyə Respublikası istisna olmaqla, "İcazə"lərin əlavə mübadilələri Azərbaycan milli avtodaşıyıcılarının tələbatına əsasən aparılır.

## 2. Daşımaların dinamikası və daşıma şərtləri

Azərbaycan ərazisinə daxil olan Türkiyə avtodaşıyıcılarının sayı orta hesabla 2004-cü ilə nisbətən hazırda 8 dəfə artmışdır [10].

Türkiyə avtodaşıyıcılarının 65 %-dən çoxu kvota ilə nəzərdə tutulmuş "İcazə"lərin sayının az olması səbəbindən "Dövlət rüsumu haqqında" Azərbaycan Respublikası Qanununda nəzərdə tutulmuş müvafiq rüsumları ödəməklə Azərbaycan ərazisinə daxil olurlar. Nəticə etibarilə, qeyd olunan məsələ ölkələr arasında mövcud daşıma potensialından tam faydalanmamağa, daşıyıcılar üçün inzibati maneələrin yaradılmasına və ölkələrin tranzit imkanlarının aşağı düşməsinə səbəb olan amildir. Sözügedən "İcazə"lərin sayının artırılması və ölkələrin daşıma sahəsində siyasətlərinə uyğun olduğu halda bu icazələrin tədricən mübadiləsinin aradan qaldırılmasına çalışılmalıdır. Azərbaycan-Türkiyə beynəlxalq avtomobil daşımaları üzrə dinamikanın daha da inkişafı və iqtisadi-ticarət əlaqələrinin genişlənməsi fonunda mübadilə edilən "İcazə"lərə olan kvotanın tamamilə aradan qaldırılmasını təklif edirəm. Buna misal olaraq, bir neçə ölkələrlə (Moldova, Gürcüstan və s.) Türkiyənin artıq kvotasız əməkdaşlıq etməsini nümunə göstərmək olar.

Əksər Avropa ölkələri hazırda bu yanaşmanı öz ölkələri arasında tətbiq edir, daha çox daşıma isə BNF-nin illik və ya aylıq çoxtərəfli icazələri vasitəsilə həyata keçirilir. Bu, daşımalara asanlaşdırılmasına, ölkələr arasında nəqliyyat ləngimələrinin aradan qalxmasına, daşımalara dair müvafiq statistik analizlərin və təhlillərin aparılmasının mümkünlüyünə şərait yaratmış olacaqdır.

Şəkil 1.



Qeyd: diaqramda 2015-ci ilin və 2017-ci ilin IX ayının göstəriciləri verilmişdir.

Mənbə: Azərbaycanın statistik göstəriciləri, DSK-in məlumatları [6], [10].

2011-ci ildən hazırkı dövrə kimi Azərbaycan ərazisinə daxil olan Türkiyə avtodaşıyıcılarının sayındakı dalğalanmanın isə müxtəlif səbəbləri vardır ki, bu amillərin də nəticəsində ölkələrimiz arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarının dinamikasında müəyyən düşüklər yaşanmışdır. Qeyd olunan əsas səbəblər sırasına, Türkiyənin regional siyasətindəki mövqeyi, 3-cü ölkələrlə siyasi əlaqələrindəki gərginliklərdən doğan tranzit daşımalarının istiqamətlərindəki sapmalar və ölkələrimiz arasında beynəlxalq daşımalarda tətbiq edilən icazələrin kvotası, müvafiq rüsum və vergilərin miqdarı və s. kimi digər amillər aid edilə bilər [6], [10].

Hazırda, ölkələrimiz arasında beynəlxalq avtomobil daşımalarında arzulanan hədəflərə yaxınlaşılmaqdadır. Azərbaycan Respublikası ilə Türkiyə Respublikası arasında ticarət dövriyyəsinin ilbəl artmasına uyğun olaraq, beynəlxalq daşımaların həcmi də dinamik artmaqda davam edir.

Şəkil 2.



Mənbə: Azərbaycan Respublikası Nəqliyyat Nazirliyinin məlumatları.

**Cədvəl 4.** Azərbaycan Respublikasının ərazisinə daxil olan və çıxan yük avtomobil nəqliyyatı vasitələrinin sayı (Türkiyə ilə sərhəd buraxılış məntəqələri üzrə)

Azərbaycan Respublikası Dövlət Gömrük Komitəsi və təbəçiliyində olan gömrük orqanları üzrə. Hesabat dövrü - 2016-cı il.

Avtomobil nəqliyyatı vasitəsinin növü və gömrük buraxılış orqanları	Azərbaycan Respublikasına məxsus avtomobil nəqliyyatı vasitələrinin sayı (ədəd)		Türkiyə Respublikasına məxsus avtomobil nəqliyyatı vasitələrinin sayı (ədəd)	
	Daxil	Çıxan	Daxil olan	Çıxan
Azərbaycan Respublikası Dövlət Gömrük Komitəsi	-	-	-	-
Bakı Beynəlxalq Dəniz Limanı				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	361	893	3595	6243
Bakı BDL g/p				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	5	0	0	0
Bərə Keçidi Gömrük Postu				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	55	31	43	34
Culfa Gömrük İdarəsi				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	7575	11233	462	443
Qoşa təpə g/p				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	31210	20338	4615	14396
Sınıq Körpü Gömrük Postu				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	26860	29115	48476	52546
Sədərək Gömrük İdarəsi				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	4774	2395	642	666
Şahaxtı Gömrük İdarəsi				
1. Yük avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular.dartıcılar)	0	0	85	44



Ölkə üzrə sərhəd buraxılış məntəqələri				
1. Yüklər avtomobilləri (o cümlədən qoşqular, yarımqoşqular, dartıcılar)	96979	84576	128638	126768

Mənbə: Azərbaycan Respublikası Dövlət Gömrük Komitəsinin məlumatları.

### 3. Beynəlxalq daşımalarda gömrük tranzit keçid sistemi

Beynəlxalq daşımalarda gömrük tranzit keçid sistemi 4 əsas prinsip üzərində qurulub:

1	Yüklər gömrük orqanları tərəfindən plomblanmış təhlükəsiz nəqliyyat vasitələrində və ya konteynerlərdə daşınır;
2	Yol boyu "risk"lərə görə bütün rüsum və vergilər beynəlxalq zəmanət hesabına ödənilir;
3	Yüklər beynəlxalq miqyasda qəbul edilmiş, göndərilən ölkədəki səlahiyyətli assosiasiyadan (Azərbaycan Respublikasında – ABADA) alınan və göndərmə, tranzit və təyinat dövrlərində tanınan "TIR Carnet"lə müşayiət olunur;
4	Göndərilən ölkədəki gömrük nəzarəti tədbirləri tranzit və təyinat ölkələrində məqbul hesab edilir.

Hər bir ölkənin gömrük orqanı başqa xarici ölkənin gömrük orqanının qaydaları və prosedurları ilə fərqlənir. Beynəlxalq daşıma əməliyyatlarında gömrük prosedurlarını asanlaşdırmaq və üzv dövlətlərin ərazilərindən avtomobil nəqliyyatı ilə beynəlxalq yük daşımalarının rəsmiləşdirilməsinin vahid prosedurlarının müəyyənləşdirilməsi məqsədi ilə Avropa İqtisadi Komissiyasının Daxili Nəqliyyat üzrə Komitəsi tərəfindən işlənib hazırlanmış "Beynəlxalq yük daşımaları haqqında 1975-ci il Cenevrə Konvensiyası" qəbul olunmuşdur.

Konvensiya bu məqsədlə əsas sənədi kimi üzv dövlətlərin ərazilərində beynəlxalq yük daşımalarında BYD (TIR Carnet) kitabçasının tətbiq olunmasını nəzərdə tutur [1. səh.13-18].

TIR Carnet sənədi beynəlxalq daşımalarda harmonik sistem yaradaraq, gömrük keçid qaydalarını sadələşdirməklə malların tranzit ölkələrdən keçidlərini sürətləndirir. TIR Carnet əldə etmiş yük avtomobilin sürücüsü heç bir gömrük ödənişi və vergi yığımını ödəmədən tranzit ölkələrdən keçə bilər [7].

Ümumilikdə beynəlxalq avtomobil daşımalarında tranzit vaxtının 57%-ni gömrük və sərhəd-keçid yoxlamaları təşkil edir. Lakin, TIR Carnet vasitəsi ilə gömrük prosedurlarında 60%-ə qədər tranzit vaxtına qənaət edilir. TIR Konvensiyasına üzv ölkələrin hamısı bu sistemə daxil ola bilərlər. Azərbaycan 12 iyun 1996-cı ildən etibarən TIR Carnet üzvüdür.

14 noyabr 1975-ci il tarixində Konvensiya yeni redaksiyada imzalandı və 1978-ci ildə qüvvəyə minməsi ilə Konvensiyanın hüquqi qüvvəsi avtomobil nəqliyyatının iştirak etdiyi qarışıq daşımalara da aid edilməyə başlandı. BYD Konvensiyasında hal-hazırda 60-dan çox dövlət iştirak edir. BYD-TIR Konvensiyası BMT-nin Avropa İqtisadi Komissiyasının mandatına uyğun olaraq TIR gömrük tranzit keçid sisteminin fəaliyyət göstərməsini təmin edir [2. səh.55-57].

BYD kitabçası nəzarət (yoxlama) sənədidir. Belə ki, yükün yola salındığı ölkədə tərtib edilən həmin kitabça yükü müşayiət etməlidir. O, nəzarət (yoxlama) sənədi kimi, həm yükün yola salındığı ölkədə, həm tranzit ölkəsində, həm də təyinat ölkəsində etibarlıdır. Buna görə də yüklənmiş nəqliyyat vasitəsində və ya konteynerdə daşınan yük, adətən, aralıqdakı gömrük orqanları tərəfindən yoxlanılır.

BYD kitabçası birdəfəlik vahid beynəlxalq təminat sənədidir. Bir kitabça ilə, adətən, bir nəqliyyat vasitəsi və ya konteyner rəsmiləşdirilir. Yüklər texniki saz nəqliyyat vasitəsində və ya konteynerlərdə daşınmalıdır. Burada məqsəd yükün və daşıma vasitəsinin bu Konvensiya ilə müəyyən edilən texniki tələblərə cavab verərək gömrük məntəqəsindən keçdiyi zaman mümkün

ola biləcək sui-istifadə hallarının və müvafiq yoxlamaların qarşısının alınmasına və aradan qaldırılmasına yönəlir.

Bu prosedura uyğun olaraq həyata keçirilən daşımalar aralıq gömrük məntəqələrində yoxlamadan və müvafiq gömrük prosedurlarından keçmədən, habelə rüsum və vergilərdən azad edirlər. Konvensiyaya uyğun olaraq beynəlxalq daşımaları həyata keçirən nəqliyyat vasitələrinin üzərinə "TIR" yazılmış lövhə vurulur və bu nişan növbəti gömrük rəsmiləşdirmələrinin operativ həyata keçirilməsində həmin daşıyıcıya üstünlüklər verir.

Qeyd edilənlərdən əlavə, Azərbaycana məxsus beynəlxalq avtomobil yük daşıyıcılarının sürücüləri, "Avtomobil nəqliyyatı haqqında" Azərbaycan Respublikasının Qanununa əsasən beynəlxalq yük daşımalarına dair beynəlxalq konvensiyalar, sazişlər və digər sənədlər, habelə bu daşımaların xüsusiyyətləri barədə zəruri biliklərə malik olmaq üçün təsdiq olunmuş proqram üzrə xüsusi hazırlıq keçməlidirlər.

Ölkə üzrə bu növ daşımalar üzrə xüsusi hazırlıq Nəqliyyat Nazirliyi tərəfindən təsdiq edilmiş xüsusi Proqram əsasında Azərbaycan Beynəlxalq Avtomobil Daşıyıcıları Assosiasiyası (ABADA) tərəfindən təşkil edilərək keçirilir və ABADA-nın nəzdində təşkil edilmiş bu tədris kurslarını bitirmiş hər bir sürücü xüsusi şəhadətnamə ilə təmin edilir.

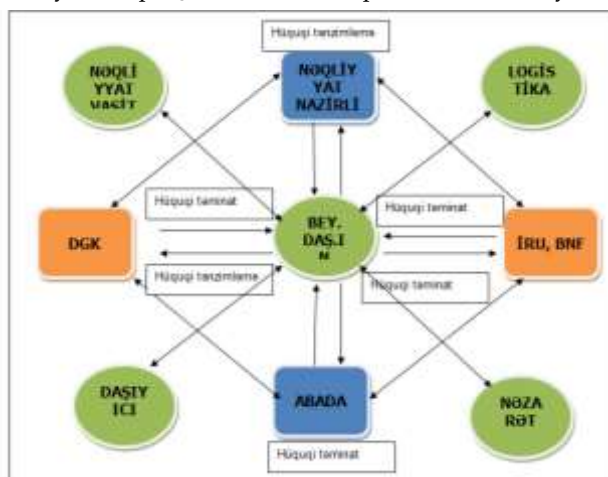
Beynəlxalq yük daşımalarında istifadə edilən avtonəqliyyat vasitələrinin sürücülərinin xüsusi hazırlıq keçməsinə təsdiq edən sənədin (şəhadətnamənin) mövcud olması daşıyıcı tərəfindən həmin daşımaların yerinə yetirilməsinə müvafiq razılığın alınması üçün müvafiq şərtləndirmə subyektidir.

### 3.1. Beynəlxalq daşımaların tənzimlənməsi və yerinə yetirilmə şərtləri

**Beynəlxalq daşımaların yerinə yetirilməsi üçün verilən zəruri sənədlər (habelə, Beynəlxalq təşkilatlar tərəfindən verilən sənədlər) aşağıdakılardır:**

- Xarici ölkənin ərazisinə daxil olmaq üçün "İcazə" vərəqəsi, və ya tranzit keçid və 3-cü ölkədən/ölkəyə keçid üçün "İcazə" vərəqəsi;
- BNF-nin çoxtərəfli "İcazə"si (Avropa Nəqliyyat Nazirlər Konfransı'nın jurnalları);
- Beynəlxalq Nümunəli Əmtəə Nəqliyyat Qaiməsi (CMR və ya E-CMR);
- BYD kitabçası (TİR) - (2 il müddətinə Dövlət Gömrük Komitəsi və ABADA tərəfindən TIR nəqliyyat vasitələri üçün verilir);
- Rəqəmsal Taxograf kartları.

Şəkil 2. Beynəlxalq daşımaların bazar iqtisadi sistemində yeri və rolu



#### **4. Beynəlxalq daşıma əməliyyatlarının GZİT analizi**

Beynəlxalq daşımalarda GZİT analizi və ya SWOT analiz - Beynəlxalq daşımaların inkişafı üçün mövcud olan imkanları dəyərləndirməklə, bu sahədə çatışmazlıqların aşkar edilməsi və onların aradan qaldırılmasında müvafiq tədbirlərin görülməsi üçün addımların atılması, habelə mövcud potensiallardan istifadə etməklə bu növ daşımalarda rəqabətqabiliyyətli inkişafa nail olmaq və gözlənilən risklərin qiymətləndirilməsidir.

GZİT -Azərbaycan dilində dörd sözün baş hərfinin birləşməsindən əmələ gələn bir qısaltmadır:

- Güclü tərəflər (Mövcud potensiallar);
- Zəif tərəflər (Çatışmazlıqlar);
- İmkanlar (Füर्सətlər);
- Təhlükələr (Risklər).

Eyni zamanda, beynəlxalq daşımalarda GZİT analizi ölkələr üçün, bu növ daşımaların inkişaf etdirilməsi ilə bağlı öz uzunmüddətli strategiyalarının və dövlət proqramlarının hazırlanması üsuludur. Bu üsul vasitəsilə beynəlxalq daşımalarda güclü və zəif cəhətləri öyrənmək, mövcud imkanları dəyərləndirmək və olabılecək təhlükələri aradan qaldırmaq mümkündür. Bu zaman beynəlxalq daşımalar güclü tərəfləri üzərində daha da inkişaf edir, bu sahədə çatışmazlıqlar (zəif tərəfləri) aradan qaldırılır, beynəlxalq daşımalara yönəlmiş riskləri (təhlükələri) dəf etmək üçün yollar tapılır, eyni zamanda beynəlxalq daşımalaradakı rəqabətə qarşı daha güclü və dayanıqlı strategiya əsasında mövcud imkanlardan daha səmərəli faydalanmağa çalışılır [18], [19].

Burada əsas məqsəd, beynəlxalq daşımaların daha da inkişaf etdirilməsi üçün qərarların qəbulunun asanlaşdırılması və tezləşdirilməsi, habelə mövcud şəraitə uyğun daşımaları dayanıqlı hala gətirilməsi üçün daha səmərəli tədbirlərin görülməsidir.

Beynəlxalq daşımalarda GZİT analizi aparılmaqla, yuxarıda qeyd edilən faydalar və imkanlarla bərabər, bu növ daşımaların gələcək planlaşdırılması üçün hesabat xarakterli cədvəllərin işlənilməsi də mümkündür.

Azərbaycanın və Türkiyənin beynəlxalq avtomobil daşımalarında dünya miqyaslı daşıma mərkəzlərinə çevrilə bilmələri üçün çox mühüm coğrafi, iqtisadi və siyasi imkanları mövcuddur. Bütün bu imkanlardan çıxış edərək, ölkələrimiz arasında aparılan beynəlxalq daşıma əməliyyatlarının və ayrılıqda ölkələrimiz üzrə beynəlxalq avtomobil daşımalarının bir sıra Güclü və Zəif cəhətləri, habelə müvafiq İmkanları və Təhlükələri təhlil etdikdə cədvəl 6.-göstərilən GZİT analizini əldə etmək olar.

#### **Nəticə**

Müvafiq regional və qlobal əhəmiyyətli TIR qovşağına çevrilmək və beynəlxalq daşımaları daha da inkişaf etdirmək məqsədilə ölkələrin qarşılıqlı tranzit və daşıma potensiallarından səmərəli faydalanmalıdır.

Azərbaycan və Türkiyə arasında beynəlxalq daşımaların inkişafı üçün mövcud olan imkanları ətraflı dəyərləndirməklə, bu sahədə çatışmazlıqların aşkar edilməsi və onların aradan qaldırılmasında müvafiq tədbirlərin görülməsi ilə, habelə mövcud potensiallardan düzgün istifadə etməklə bu növ daşımalarda rəqabətqabiliyyətli inkişafa nail olmaq və gözlənilən risklərin qiymətləndirilməsi mümkündür.

Cədvəl 5. Beynəlxalq daşıma əməliyyatlarının GZİT analizi

GZİT analizi	
Güclü tərəflər - Üstünlüklər	Zəif tərəflər - Çatışmazlıqlar
<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Ölkələrdə yeni TIR əməliyyat mərkəzlərinin tikintisi və qovşaqların qurulması kimi bir sıra mühüm layihələrin həyata keçirilməsində siyasi və inzibati istəklərin olması;</li> <li>➤ Daşımaların inkişafına dair müxtəlif stimullaşdırıcı tədbirlərin və güzəştlərin ölkələrimizdə qanunvericiliklə nəzərdə tutulması.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Beynəlxalq daşımanın öyrənilməsi ilə bağlı ixtisaslı kadrların az olması;</li> <li>✓ məhsuldarlığın yüksək olmaması;</li> <li>✓ Beynəlxalq daşımada istismar ediləcək nəqliyyat vasitələrinin köhnə və az sayda olması;</li> <li>✓ Yığma-paylama və paylama-yığma -marşrutlarının qənaətbəxş səviyyədə olmaması;</li> <li>✓ müəssisələrdə innovativ-müasir idarəetmə mexanizminin qurulmaması;</li> <li>✓ müasir texnologiyaların tətbiqinin çatışmazlığı;</li> <li>✓ Azərbaycanda TIR nəqliyyat vasitələrinin potensial yüklənmə imkanlarının aşağı olması;</li> <li>✓ yollardan istifadədə qabarit və çəki parametrləri ilə bağlı məhdudiyyətlərin olması.</li> </ul>
İmkanlar - Perspektivlər	Təhlükələr - Risklər
<ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Azərbaycan ərazisində TIR əməliyyat mərkəzlərinin - qovşağının yaradılması ilə beynəlxalq və tranzit yüklərin artma imkanlarının yaradılması;</li> <li>❖ Türkiyə ərazisində dünyada ən böyük daşıma və logistika mərkəzlərinin yaradılması və bu ölkənin ümumi iqtisadi inkişafı fonunda ölkədə beynəlxalq daşımaların gələcəkdə daha da güclü inkişafının yaranması;</li> <li>❖ ölkələrdə dayanıqlı iqtisadi inkişafın olması;</li> <li>❖ TIR daşıma əməliyyatlarının inkişafına hər iki dövlətin hökumətləri tərəfindən müvafiq yardımların göstərilməsi;</li> <li>❖ hər iki ölkədə güclü insan resursları, işçi qüvvəsi və xüsusən işmeyilli gənc insanların çox olması;</li> <li>❖ ölkələrimizin coğrafi mövqeyi baxımdan əlverişli mühit və mövqedə yerləşməsi, habelə qlobal imkanlara malik daşıma və logistika mərkəzlərinə dönüşmək imkanları;</li> <li>❖ Şərq-Qərb ticarət regionları arasında və dünyada iqtisadiyyatların və ticarət mübadilələrinin həcmnin artması, yeni iqtisadi formasiyaların yaranması və rəqabətliyin artması;</li> <li>❖ Hər iki ölkənin geniş iqtisadi bazarlara çıxış imkanlarının olması;</li> <li>❖ TIR daşıma əməliyyatları üçün əlverişli nəqliyyat infrastrukturunun olması, mövcud nəqliyyat infrastrukturunun genişləndirilməsi istiqamətində layihələrin davamlı icra edilməsi;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>🔥 Nəqliyyat dəhlizləri üzrə qonşu ölkələrin bu dəhlizlərdən daşıma imkanlarının yaranması ilə onların bu dəhlizlərdən daşımalarda paylarının artması;</li> <li>🔥 Daha yüksək ekoloji tələblərə cavab verməyən (Avro-5 və ya daha yuxarı ekoloji standartlara) TIR parkının mövcud olması ilə onların ekoloji təsirlərinin getdikcə daha da artması;</li> <li>🔥 Avro-5 və ya daha yuxarı ekoloji standartlara cavab verməyən TIR avtomobillərinin əsas Avropa bazarlarına çıxışlarında müxtəlif məhdudiyyətlərin olması;</li> <li>🔥 Ölkələrin qanunvericiliklərindəki fərqliliklərdən irəli gələn uyumsuzluqların olması;</li> <li>🔥 TIR daşıma əməliyyatlarında ölkələrin tarif siyasətlərindəki fərqliliklərin olması;</li> <li>🔥 Müxtəlif nəqliyyat infrastruktur layihələrinin paralel olaraq başa çatdırılma imkanlarının yetərli olmaması;</li> <li>🔥 Ölkələrin ümumi siyasətlərinin və dünyada baş verən siyasi hadisələrin və gedişlərin ölkələrarası daşımalara təsirin həddən artıq geniş şəkildə aşkar hal alması;</li> <li>🔥 Müxtəlif nəqliyyat dəhlizlərinin mövcud olması ilə yük partiyalarının bu dəhlizlərdə paylanma risklərinin olması və dəhlizlər arası güclü daşıma rəqabətinin olması;</li> <li>🔥 Siyasi amillərin beynəlxalq nəqliyyat dəhlizlərinin işlərinə birbaşa təsirin olması;</li> <li>🔥 İqtisadi mərkəzlər arasında daşıma marşrutlarının tez-tez dəyişməsi hallarının olması.</li> </ul>

Azərbaycanın daşıyıcılarının və ölkəmizin daşıma sektorunun beynəlxalq avtomobil daşıma sistemində daha sıx inteqrasiyası və bu sahədə ölkəmizin rolunun artırılması, milli avtomobil daşıyıcılarımızın inkişaf etdirilməsi və beynəlxalq avtonəqliyyat xidmətləri bazarında xüsusi çəkisinin artırılması, habelə Azərbaycan Respublikasının ərazisindən keçən tranzit nəqliyyat

dəhlizlərinə yeni yük axınlarının cəlb edilməsi istiqamətində əlavə tədbirlərin görülməsinin təmin edilməsi məqsədilə, Türkiyə Respublikası ilə beynəlxalq nəqliyyat əlaqələrinin genişləndirilməsi olduqca zəruridir.

Ölkələrimiz arasında beynəlxalq nəqliyyat əlaqələrinin inkişafında hədəflənən mövqeyə nail olmaq, eyni zamanda Azərbaycanın və Türkiyənin beynəlxalq avtomobil daşımalarında dünya miqyaslı daşıma mərkəzlərinə çevrilə bilmələri üçün ölkələrimizin mühüm coğrafi, iqtisadi və siyasi imkanlarından faydalanmaq məqsədilə, mütəmadi olaraq ölkələrimiz arasında beynəlxalq nəqliyyat əlaqələrinin və ayrılıqda beynəlxalq avtomobil daşımalarının GİZİT analizi aparılmalı və bu analizlərin nəticələrinə uyğun olaraq dayanıqlı inkişafa hədəflənmiş davamlı tədbirlərin görülməsi zəruridir.

#### **ƏDƏBİYYAT**

1. Səfərov M.A. Beynəlxalq daşımaların təşkili və idarədilməsi. Dərs vəsaiti. Bakı, "SeNa" MMC, 2011, 315 səh.
2. Əliyev E.Ə. Beynəlxalq daşımaların hüquqi tənzimlənməsi. Dərs vəsaiti. Bakı, 2008.
3. Gözəlov S.K., Məmmədov H.N., Məmmədov R.T. Nəqliyyat sistemlərində idarəetmənin əsasları. Dərs vəsaiti. Bakı, "Çaşıoğlu", 2013, 324 səh.
4. ULUSLARARASI LOJİSTİK, T.C. ANADOLU ÜNİVERSİTESİ YAYINI NO: 2625, Doç.Dr. Güvenç ŞAHİN (Ünite 1), Doç.Dr. Aydın SİPAHİOĞLU (Ünite 2,3), ANADOLU ÜNİVERSİTESİ, ESKİŞEHİR, 2013.
5. Karayolu ile Uluslararası Eşya Taşıma Hukuku ve CMR, Muktedir Lale, Adalet Yayınları, 2015, 1342 səh.
6. Azərbaycanın statistik göstəriciləri, ADSK, Bakı, 2016.
7. "BYD kitabçası tətbiq edilməklə beynəlxalq yük daşımaları haqqında" Gömrük Konvensiyası.
8. Çingiz Həşim oğlu Rəhimov//International Journal of Academic Research (Beynəlxalq Elmi Araşdırmalar Jurnalı), 2011, № 1, səh. 42-58.
9. <http://www.idefix.com>
10. <http://www.stat.gov.az>
11. <http://www.ijar.lit.az/economics.php?go=jee-feb2011>
12. <https://az.wikipedia.org>
13. <https://tr.wikipedia.org>
14. [http://referat.ilkaddimlar.com/d\\_word\\_refe\\_trnsp\\_1732.doc](http://referat.ilkaddimlar.com/d_word_refe_trnsp_1732.doc) (Çingiz Həşim oğlu Rəhimov, Məqalə).
15. <http://e-qanun.az/>
16. <http://docplayer.biz.tr/789328-Uluslararası-tasimacilik-yonetimi.html>
17. <http://www.utikad.org.tr/kitap.asp>
18. <https://marketinganaliz.wordpress.com/2012/03/07/swot-analizi-n%C9%99dir/>
19. [https://az.wikipedia.org/wiki/SWOT\\_analizi](https://az.wikipedia.org/wiki/SWOT_analizi)

UOT 629.5-029:62

## GƏMİQAYIRMA MATERİALLARININ KAVİTASIYA DÖZÜMLÜYÜNÜN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ

Elxan MƏMMƏDOV, İmdadəli ƏSƏDOV

Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyası

Bakı / AZƏRBAYCAN

*elxantec@mail.ru, esedovimdadeli@gmail.com*

### XÜLASƏ

Məqalə gəmi dizelləri silindr-piston qrupu detallarının kavitasiya dözümlülüyünün təmin edilməsinə yönəlmiş eksperimental tədqiqatların nəticələrindən bəhs olunur. Gəmi dizelləri silindr oyaqlarının soyudulan səthlərinin kavitasiya-eroziya dözümlülüyünün artırılması metodlarının müqayisəli təhlilinə baxılmışdır. Dizel mühərriklərin silindr oyaqlarının kavitasiya dözümlülüyünün artırılması üçün onların səthinə müxtəlif tipli örtüklərin çəkilmə metodlarında şərh olunmuşdur. Eyni zamanda silindr oyaqlarının iş prosesində kavitasiya eroziyasına gətirən səbəblər təhlil olunur. Müəyyən edilmişdir ki, elastik kompozisiya materialları əsasında örtüklər gəmi dizel mühərriklərinin silindr oyaqlarının yüksək kavitasiya dözümlülüyünü təmin edir. Materialşünaslıq istiqamətli tədbirlər silindr oyaqlarının eroziya dözümlülüyünün artırılmasında böyük imkanlara malikdir. Müxtəlif materiallar və mayelər istifadə etməklə silindr oyaqlarının yeyilmə intensivliyinin dəyişməsi eksperimental nəticələr əsasında dəqiqləşdirilmişdir.

**Açar sözlər:** struktur-energetik model, kavitasiya, silindr və oyaqlar, dözümlük, mühərrik.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАВИТАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ СУДОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

### АННОТАЦИЯ

В статье представлены результаты экспериментальных исследований по определению кавитационной стойкости основных деталей судовых дизелей. Втулки охлаждением морских дизель цилиндров кавитационно-эрозии поверхности, чтобы повысить устойчивость сравнительного анализа рассмотренных методов. В статье описаны методы нанесения покрытий различного типа на поверхность цилиндрических гильз дизельных двигателей для повышения их кавитационной стойкости. Одновременно анализируются причины, приводящие к кавитационной эрозии цилиндрических гильз в процессе работы. Установлено, что эластичные композиционные покрытия обеспечивают высокую кавитационную стойкость цилиндрических втулок судовых дизелей. Было установлено, что материаловедение имеет большой потенциал для повышения сопротивляемости эрозии цилиндра втулки. Экспериментально установлена интенсивность износа охлаждаемых поверхностей цилиндрических втулок при использовании различных материалов и жидкостей. Подтверждено, что интенсивность износа втулок резко уменьшается при использовании вязких жидкостей взамен обычной воды.

**Ключевые слова:** структурно-энергетическая модель, кавитация, цилиндры и втулки, стойкость, двигатель.

### CAVITATION EVALUATION DURABILITY OF SHIPBUILDING MATERIALS

### ABSTRACT

In the article are talked about the results of experimental researches aimed to provide cavitation tolerance of the details of the ship's diesel cylinder-piston group. Increasing kavitatsionno – erosive strength cooling surface Cylinder openings of marine engines its comparative method are considered in the article. This article describes the methods of coating on the surface of various types of cylinder liners of diesel engines to improve their cavitations resistance. At the same time analyzes the causes that lead to cavitations erosion of cylinder liners in the process. It was determined that, coatings on the base of flexible composite materials provides high cavitation stamina of the ship cylinder diesel engines thimbles. It is obtained that methods on the direction of material reaserch are create large ability erosion strength on cylinder openings. Intensity of runout of the top faces of cylinder bushings with the use of different materials and liquid was determined by the experiment. It was acknowledged that intensity of run-out of bushings sharply decreased during the use of.

**Key words:** structural-energetic model, cavitation, cylinder and liners, durability, engine.

## Giriş

Müasir struktur-energetik yanaşmaya görə, materialın deformasiya edilən həcmələri böhran sıxlığına malik daxili enerji ilə doyduqdan sonra dağılır. Bu müddədən çıxış edərək, yeyilmə məhsullarının daxili enerji ilə doymasının qeyri-bərabərliyi və energetik meyarın yeyilən materialların mikrostruktur, fiziki-mexaniki və termodinamiki xarakteristikaları vasitəsilə ifadə edilməsi imkanları barədə mülahizə irəli sürülmüşdür [1].

Aparılan nəzəri və eksperimental araşdırmalar əsasında müəyyən edilmişdir ki, metallik materialların eroziyasının ilkin modeli qismində yeyilmə məhsuluna çevrilmə anında materialın deformasiya olunan həcmində xarici enerjinin materialın sıxlığına nisbətini götürmək olar.

**Əsas hissə.** Materialın deformasiyası zamanı ilkin energetik balansın mövcud olduğunu qəbul edərək yazmaq olar:

$$E_{\Sigma} = A_{mex} + Q_{\Sigma} = \Delta U_e + \Delta U_{f,\zeta} + \Delta U_{f,Q} + \Delta U_T + \bar{Q},$$

burada  $E_{\Sigma}$  – ümumi sərf olunan enerji;

$A_{mex}$  – enerjinin mexaniki təşkilədici;

$Q_{\Sigma}$  – enerjinin istilik təşkilədici;

$\Delta U_c$  və  $\Delta U_T$  – daxili enerjinin müvafiq olaraq potensial və istilik kinetik hissələri;

$\Delta U_{f,\zeta}$  – materialın daxili enerjisini dəyişən faza çevrilmələri enerjisinin bir hissəsi;

$\Delta U_{f,Q}$  – materialın  $V$  həcmində faza çevrilmələri enerjisinin dönməyən (istilik) hissəsi;

$\bar{Q}$  – ətraf mühitdə istilik şəklində səpilməmiş və ya udulmuş deformasiya enerjisinin hissəsidir.

Beləliklə, qeydə alınmış müəyyən vaxt ərzində materialların həcmi yeyilməsinin aşağıdakı tənliyi alınmışdır:

$$\Delta V = \frac{(E_{\Sigma} - \Delta U_{f,Q} - \bar{Q}) \cdot v_1}{(E_x^* - E_{x0}^*) \cdot v_b} = const_1 \frac{E_{\Sigma} \cdot v_1}{(E_x - E_{x0}) \cdot v_b},$$

burada  $const_1$  – təcrübi sabitdir (bu sabit yüklənmənin miqyasları və deformasiya olunan materialların strukturundan asılıdır);

$v_1$  – xarici təsirin cari sürəti və onun yeyilmənin konkret səviyyəsində materialın dağılmasına uyğun olan böhran qiyməti  $v_b$ ;

$E_x$  və  $E_{x0}$  – müvafiq olaraq dağılma anında və yeyilmə başlanmazdan qabaq materialların xüsusi enerji tutumudur.

Bununla yanaşı, yüklənmələrin müxtəlif miqyas səviyyələrinə yeyilən materiallarda elastik-plastiki deformasiyaların yayılmasının müxtəlif dərinlikləri və detalların səthindən ayrılan yeyilmə hissəciklərinin qeyri-bərabər iriliyi uyğun gəlir.

Güman etmək olar ki, yüklənmələrin müxtəlif miqyas səviyyələrində materialların enerji tutumu atom-molekulyar qruplaşmalarının üstünlük təşkil etdiyi mexanizmlərin müxtəlif aktivləşmə enerjilərinə uyğundur [2, 4].

Loqarifmik şkalalarla koordinatlarda qurulmuş qrafiklərdə yeyilən materialların yorulma səthlərində miqyas keçidləri oxa müxtəlif mailliklə 2–3 ayrıca sahə ilə ümumi asılılığı ayıran xarakterik sınımlarla müşayiət olunur. Bu maili xətlərdə dinamik xarici təsirlərin sürətləri  $v_i$

və ya hidrozərbənin müvafiq təzyiqləri  $\rho_i \approx (\rho c)_m v_i$  ( $\rho_m$  – yeyilən materialın sıxlığıdır);  $C_m$  – səsin sürətidir;  $(\rho c)_m$  hasili materialın akustik müqavimətidir.

Yuxarıda qeyd olunan sahələrin müxtəlif bucaq əmsalları səthi yorulma qrafiklərində təcrübi nöqtələrin  $N_b(\rho_i; v)$  qüvvət approksimasiyası zamanı

$$N_b \approx const_1 / (\rho; v)_i^{k_1 n_i} \quad (1)$$

tipli fərdi (xüsusi) asılılıqlar şəklində verilə bilər.

Bu asılılıqlarda  $N_{b_i}$  – təzyiq impulslarının böhran ədədi materialın yeyilməsinin olmadığı və ya çox cüzi olduğu  $\tau_{ak}$  inkubasiya və ya akkumulyasiya müddətində zədələnmələrin toplanmış impulslarının  $\omega_1$  tezliyində hidrozərbələrin sürətinə mütənəsbidir;

$const_i$  – təcrübi sabitdir;  $N_b \rightarrow 1$  olduqda yeyilən material fərdi xarici impulsun təsiri altında dağılmaya məruz qalır;

$n_i$  -qüvvət göstəricisidir və miqyas keçidlərində pilləli dəyişir, əksər hallarda isə xarici təsirin sərt şəraitindən daha yumşaq şəraitə keçərkən ikiqat artır.

Deformasiyanın mezostruktur prosesləri üstünlük təşkil etdiyi halda materiala kavitasiyanın dinamik təsirində  $n_i$  (1)-də 5,5...6,0-ya bərabər olur.  $K_1$  əmsalı (1)-də korroziya-fəal mühitin materialın xidmət müddətinə təsirini nəzərə alır [3].

(1) düsturunun sağ tərəfini enerji axınının böhran sıxlığının  $W_b$  yeyilən materialın müvafiq həddi enerji tutumuna  $E_x$  ( $N_b=1$  olduqda) və xarici impuls təsirli enerji axınının orta sıxlığına  $W_i$  nisbəti şəklində göstərərək, yazmaq olar:

$$N_b \approx (W_b / W_i)^{\frac{k_1 n_i}{3}} \approx (E_x^* \cdot v_b / E_x^* v_i)^{\frac{k_1 n_i}{3}} \quad (2)$$

Beləliklə, materialın həcmi yeyilməsi  $\Delta V$  kavitasiyalı eroziya yeyilməsi zamanı  $N_b$  mövcud olduqda (2) ifadəsini də nəzərə almaqla belə təyin oluna bilər:

$$\Delta V \approx \frac{K}{N_b} \operatorname{erf}[K_2(N_i - N_b)] \approx \frac{K_3}{\sqrt{N_b}} \operatorname{erf}(K_2 \Delta N) = K_3; \quad (3)$$

$$\left(\frac{v_i}{v_b}\right)^{\frac{k_1 n_i}{6}} \operatorname{erf}(K_2 \Delta N) = K_3 \left(\frac{v_i}{v_b}\right)^{\frac{k_2 n_i}{3}} \operatorname{erf}(K_2 \Delta N); \quad (4)$$

burada  $\Delta V$ ,  $K_2$  və  $K_3$  – təcrübi sabitlərdir;

$\operatorname{erf}(K_2 \Delta N)$  – ehtimallar inteqralı formasında kavitasiya eroziyasının (KE) eksponensial funksiyasıdır.

$N_i=1,5; 3,0; 6,0$  olduqda (uyğun olaraq makro, mezo və mikromiqyas səviyyələri) və  $N=const$  olduqda (3) ifadəsindən yeyilmənin materialların xassələrindən asılılığı tapılır:

$$\Delta V \approx K_4 / W_6^{k_1(\frac{1}{2}; 1,0; 2,0)} \approx K_5 / v_b^{k_1(\frac{3}{2}; 3,0; 6,0)} \quad (4)$$

burada  $K_4$  və  $K_5$  – təcrübi sabitlərdir.

Beləliklə, metallik materialın nisbi kavitasiya-eroziya dözümlülüyü mezostruktur səviyyəsində deformasiya proseslərinin üstünlüyü şəraitində energetik xarakteristikalar vasitəsilə aşağıdakı asılılıqla ifadə oluna bilər:



$$K_{\Delta V} = \frac{\Delta Ve}{\Delta Ve} = \left( \frac{W_{b_1}}{W_{b_2}} \right)^{k_1} = \left( \frac{E_{x_1}}{E_{x_2}} \right)^{\frac{3}{2}k_1} = \left( \frac{v_{b_1}}{v_{b_2}} \right)^{3k_1} \quad (6)$$

(6) ifadəsi çoxsaylı eksperimental tədqiqatlarla təsdiqlənir və göstərir ki,  $W_b$ ,  $E_x$ ,  $v_b$ ,  $N_b$  və  $\tau_b$  energetik xarakteristikaları materialların eroziya dözümlüyünün obyektiv meyarları qismində istifadə oluna bilər (şək. 1).

Şirin suda (şək. 1 a, I xətti) və natrium xloridin sulu məhlullarında (şək. 1 b, II xətti) materialların sınaqları zamanı alınmış  $v_{yey}^{nis}(E_x^{nis})$  asılılıqlarının tutuşdurulması nəticəsində korroziya-aktiv mühitin enerji tutumuna və metallik materialların eroziya dözümlüyünə təsirini eksperimental qiymətləndirmək mümkün olmuşdur. Yəni (1–6) ifadələrində  $K_1$  əmsalının konkret qiymətini müəyyən etməyə imkan yaranmışdır [3, 5].

I və II asılılıqlar üçün  $v_{yey}$  və  $E_x^{nis}$  arasında  $v_{yey} \approx E_x^{-n}$  şəklində tərs mütənasibliyin ədalətli olduğu müşahidə olunmuşdur. Burada şirin su üçün  $n=1,5$  və NaCl sulu məhlulları üçün  $n=1$  təşkil edir.

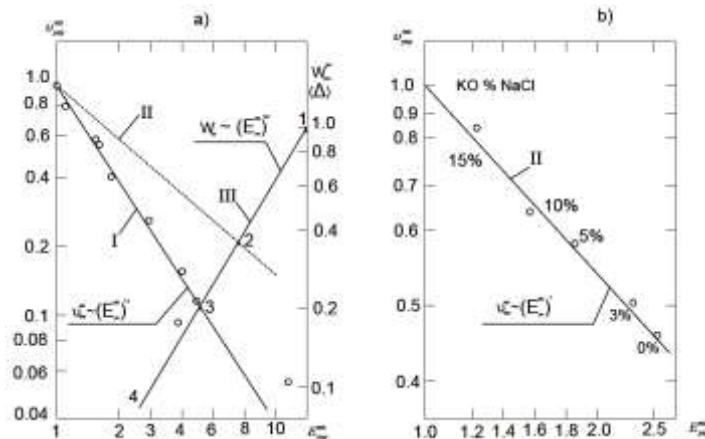
Beləliklə, (1–6) düsturlarında  $K_1$  parametri  $\sim 2/3$ -yə bərabər alınır. Bu kimyəvi-aktiv mühitlərdə metallik materialların korroziya-mexaniki yeyilmə şəraitlərinin əhəmiyyətli dərəcədə (~50%) sərtləşməsinə dəlalət edir. Şirin su və NaCl məhlullarında detalların eyni eroziya sürətini təmin etmək üçün  $(E_x^{nis})^{1/2}$  və  $v_b^{nis}$ -ə mütənasib olaraq  $K_1$  əmsalını artırmaq lazımdır.

Dinamik yüklənmələrin böhran sürətinin (hidrozərbələrin sürətinin) metallik materialların eroziya dözümlülüyü meyarı qismində istifadə edilməsi digər xarakteristikalarla ( $E_x$ ,  $W_b$  və d.) müqayisədə müəyyən üstünlüklərə malikdir.

Bu onunla əlaqədardır ki,  $v_b$  strukturca həssas bir xarakteristikadır və yüklənmənin miqyas səviyyələrini, kövrək dağılma təzahürlərinin xüsusiyyətlərini və elastik və plastik deformasiya dalğalarının yeyilən həcmərdə enerjinin köçürülməsində materialların deformasiyalı möhkəmlənməyə meylliyini nəzərə alır.

Hidrozuərbələrin böhran sürəti silindr oynağının divarı ətrafında buxar-qaz qabarcıqlarının qeyri-simmetrik qapanmasından və kavitasiya ocaqlarında yaranan mayenin impulsu kumulyativ şırnaqlarının materialların səthinə dinamik təsirini adekvat nəzərə alır.

Şəkil 1. Eroziya sürətinin poladların (a, I xətti) və nikelin (b, II xətti) enerji tutumundan asılılığı:



energetik meyarların  $W_b(E_x)$  qarşılıqlı əlaqələri – a – III xətti: 1 – 1X18H9T poladı; 2 – A62 tuncu; 3 – M3 mis; 4 – alüminium əsasında AD1M ərintisi; şirin suda (a) və müxtəlif qatılıqlı (0-dan 20%-dək) natrium xlor məhlullarında (b) MCB-də nümunələrin sınaqları

Ümumi halda heterogen strukturlu materialların  $\nu_b$  parametrini elastik və plastik təşkiledicilərin cəmi kimi təsvir etmək olar:

$$\nu_b = \nu_b^{el} + \nu_b^{pl} = \frac{(\theta_p^{(k)} \rho_p^{(k)} - \theta_o^{(k)} \rho_o^{(k)}) C_0}{\theta_p^{(k)} \rho_p^{(k)}} + \int_0^{\varepsilon_b} \frac{1}{\rho_{el}} \sum_{k=1}^N \theta^{(k)} \left( \frac{E_{pl}}{\Delta \varepsilon_{pl}} \right)^{1/2} d\varepsilon' \quad (7)$$

burada  $\theta^{(k)}$  və  $\rho^{(k)}$  – heterogen materialın  $K$ -cı təşkiledicisinin qatılığı və sıxlığı;

0 və  $\rho$  indekslərilə materialın müvafiq olaraq deformasiya edilməmiş və  $\varepsilon_\rho$  nisbi uzanmasına qədər deformasiya olunmuş halı işarə olunmuşdur;

$\rho$  indeksi əsas faza ilə müqayisədə daha elastik deformasiyanı xarakterizə edir; yuxarı təkrarlanan  $(k)$  indeksi cəmlənməni göstərir;

$C_0$  – materialda səsin yayılma sürətidir;

$\varepsilon_b$  – materialın dağılma deformasiyasıdır;

$\rho_{el}$  – materialın elastiklik həddi səviyyəsində kütlə sıxlığı;

$E_{pl}$  – deformasiya möhkəmləndirilməsi enerjisi;

$\Delta E_{pl}$  – elastik komponenti çıxmaqla nisbi dağılma deformasiyasıdır.

(7) tənliyi materialın məlum fiziki-mexaniki xarakteristikaları vasitəsilə ifadə oluna bilər:

$$\nu_b = C_0 \theta^{(k)} \left\{ \frac{\sigma_b}{E} + K_f \left[ \frac{(\sigma_b - \sigma_T) \varepsilon_b}{E} \right] \right\}^{1/2 K_1}, \quad (8)$$

burada  $\sigma_T$ ,  $\sigma_b$ ,  $E$  və  $\varepsilon_{bar}$  – nümunələrin dartılmaya sınaqları zamanı materialın müvafiq olaraq axıcılıq və möhkəmlilik hədləri, elastiklik modulu və bərabər uzanmasıdır;

$K_f$ - $\sigma(\varepsilon)$  deformasiya möhkəmlənməsi əyrisinin konfigurasiyasını nəzərə alan forma əmsalı;

$K_1$  – kimyəvi-aktiv mühitin təsirini nəzərə alan əmsaldır.

(8) düsturunun çatışmayan cəhəti odur ki, bu düstur materialların yalnız dartılmada davranışını xarakterizə edir. Bu isə heç də bütün hallarda kavitasiya zamanı materialların yeyilən həcmələrinin gərgin – deformasiya halları ilə üst-üstə düşmür. Materiallar daha az sərt ola bilər, dartılma gərginliyindən başqa, sıxılma və sürüşmə gərginliklərinin təsirinə də məruz qala bilər.

(7–8) ifadələri  $\nu_b$  -nin  $\sigma_b$ -dən xətti asılı olduğunu göstərir. Toplanmış eksperimental məlumatların təhlili göstərir ki,  $\nu_b(\sigma_b)$  asılılığının xəttliliyi makrosəviyyədə ancaq poladlar və əlvan metallar üçün  $\sigma \leq 800$  MPa olduqda mövcud olur. Daha möhkəm metallar üçün  $\sigma_b$ -nin artması zamanı  $\nu_b$  -nin kəskin azalması baş verir.

Eyni zamanda vibrasiyanın müxtəlif amplitudlarında MCB-də nümunələrin sınaqlarının nəticələrinə görə qurulmuş səthi yorulma əyrilərinə görə təyin olunmuş  $\nu_b^{yor}$  üçün  $\sigma_b$ -dən vahid xətti asılılıq ta  $\sigma_b = 1000$  MPa-ya qədər qorunub saxlanır. Bu zaman  $\sigma_b = 800$  MPa sınaqlarında təyin olunmuş  $\nu_b$  -ni üstələyir.

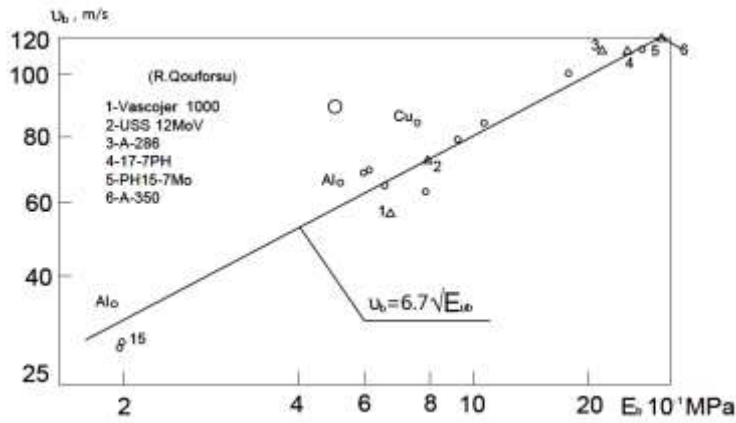
Sadalanan müqayisə və tutuşdurmalar materialların kavitasiya-eroziya dözümlüliyünün qiymətləndirilməsi zamanı (istənilən fiziki-mexaniki meyarlara görə) dinamik təsirlərin miqyas səviyyələri və yeyilən obyektlərin gərgin-deformasiyalı halının müvafiq sərtliyinin nəzərə alınması zəruriliyini təsdiqləyir.

(7) və (8) düsturlarından  $v_b$  -nin materialların enerji tutumundan  $E_{pl} \sim E_x$  qüvvətli (üstlü, də-rəcəli) asılılığa malik olduğu qənaətinə gəlmək olar və bu, eksperimentlərlə məqbul təsdiqini tapır (şək. 3).

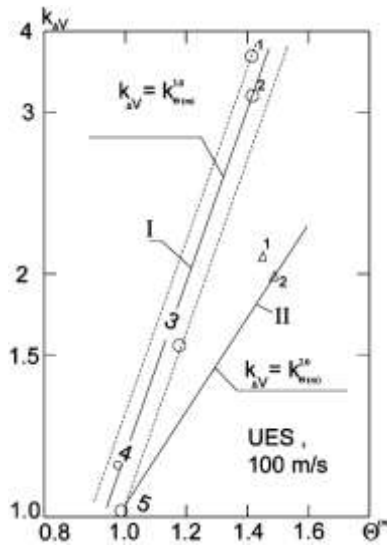
Təcrübi məlumatlarla (6) ifadəsindən çıxan  $W_b \approx v_b^3$  fərdi kubik asılılıq həmçinin (7)-dən  $\theta$  möhkəmləndirici fazanın yeyilməsi zamanı faza çevrilmələri nəticəsində əmələ gələn  $v_b$  -nin qatılıqdan xətti asılılığı və (5)-dən ikinci faza hissəciklərinin yeyilən mikrohəcmərdə nisbi eroziya dözümlüyünün  $K_{AV}$  kubik asılılığı ilə yaxşı uzlaşır (şək. 3).

Qeyd etmək vacibdir ki, içməli suyu natrium xlorun 3 %-li sulu məhlulu ilə əvəz etdikdə, yə-ni (5) və (8)-də  $K_I$  əmsalını nəzərə aldıqdan sonra poladların eroziya dözümlüyü xeyli azalır və kubik asılılıq kvadratik asılılığa çevrilir (şək. 2). Şək. 4-də tuncdan və paslanmayan polad-dan gəmi dizel mühərrikləri hissələrinin korroziyon-fəal mühitlərdə kavitasiya-eroziya dağıl-malarının fraqmentləri göstərilmişdir.

Şəkil 2. Zərbənin böhran sürətinin  $v_b$  deformasiyanın xüsusi enerjisindən asılılığı

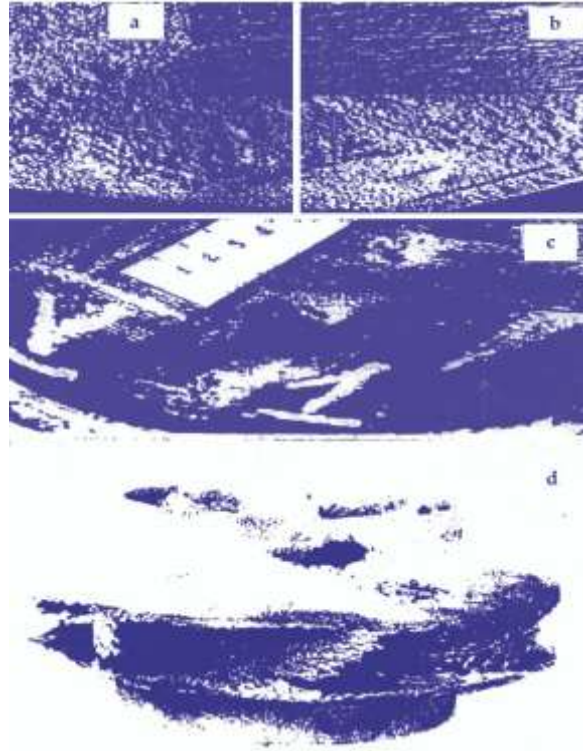


Şəkil 3. Nikelli austenitli poladların nisbi kavitasiya-eroziya dözümlüyünün deformasiya martensinin miqdarından asılılığı:



1-45H19; 2 - 40H21; 3- 80H15; 4 - 20H24; 5 - 100H12;  
I - içməli suda; II - NaCl-un 3%li məhlulunda

Şəkil 4. Tuncdan (a) və paslanmayan poladdan (b) avar vintləri pərlərinin kavitasiya eroziyası; c - 3D6 mühərriki silindr bloklarının eroziyası; d - S21-SK30 nasosu işçi çarxının yeyilmiş səthi



**Nəticə.** Beləliklə, (1 – 8) ifadələrində əksini tapmış kimyəvi-aktiv maye mühitinin təsirini nəzərə almaqla materialların kavitasiya-eroziya yeyilməsinin struktur-energetik modeli gəmi dizel mühərrikləri silindr oymaqlarının kavitasiyaya davamlılığını və ömür uzunluğunu proqnozlaşdırmağa imkan verir.

Hidromexanikanın nəzəri müddəa və metodlarını tətbiq edərək, bərk səthlərə kavitasiya təsirinin təhlili nəticəsində alınmış və materialların ömür uzunluğunun qiymətləndirilməsinə imkan verən (1–8) ifadələri materialşünaslığın da əsas müddəaları ilə yaxşı uzlaşır. Bu işə silindr oymaqlarının kavitasiya-eroziya yeyilməsinin ümumiləşdirilmiş analitik və hesablama modelinin real şəraitlərə adekvat olmasına dəlalat edir.

Gəmi dizel mühərrikləri əsas detallarının kavitasiya eroziyası hidromexanikanın nəzəri müddəaları əsasında izah olunmuşdur. Maye mühitin sərt və elastik örtüklərlə qarşılıqlı təsirinin struktur-energetik modeli işlənmişdir.

#### ƏDƏBİYYAT

1. Şərifov Z. Z. Materialşünaslıq və materiallar texnologiyası. Bakı, 2014, 660 s.
2. Məmmədov E.D. Gəmi dizelləri silindr oymaqlarının eroziya dözümlüliyünün artırılması üsullarının müqayisəsi // ADDA-nın Elmi Əsərləri, №2, 2014, s. 26-30.
3. Мамедов Э. Д., Баширов Р. Д., Исмаилов Н. Ш. Повышения качества втулок цилиндров судовых двигателей / Вестник СевНТУ, Севастополь, 153/2014, с. 88-91.
4. Məmmədov E.D. Gəmi dizelləri silindr oymaqlarının səthində kompozit örtüklərin kavitasiya-eroziya dözümlülüyü // Gənc alimlərin əsərləri, №10, 2014, s. 8-14.
5. Məmmədov E.D. Gəmi dizelləri silindr oymaqlarının elastik örtüklərinin kavitasiya-eroziya dözümlüliyünün modelləşdirilməsi // ADDA-nın Elmi Əsərləri, №1, 2015, s. 17-23.
6. Bəşirov R.C., Məmmədov E.D. Silindr oymaqlarının kavitasiya-eroziya dözümlüliyünün artırılması yolları // ADDA-nın Elmi Əsərləri, №2, 2015, s. 17-19.

UOT: 620.194.2

## ON ONE CASE OF DETERMINING FAILURE TIME OF A SEMI-INFINITE PLATE IN CORROSIVE MEDIUM AT ITS DEFORMATION BY SLOPING FORCE APPLIED ON LINEAR BOUNDARY

H.A. MAMEDOVA

Institute of Mathematics and Mechanics of ANAS

Baku / AZERBAIJAN

*creepimm@gmail.com*

### ABSTRACT

A problem on defining failure time of a corroded material – made semi-infinite plate in corrosive medium under the action of sloping force on a linear boundary, is solved. The value of time corresponding to longevity of a plate under corrosive wear is determined. Restrictions to which should satisfy the force for the existence of critical value of longevity, is found. Time to cracking of the plate under consideration is defined and the threshold force below of which corrosive failure of the plate doesn't happen, is determined.

**Keywords:** corrosive failure, corrosive cracking, semi-infinite plate, sloping force, corrosive longevity.

**ОБ ОДНОМ СЛУЧАЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕМЕНИ РАЗРУШЕНИЯ ПОЛУБЕСКОНЕЧНОЙ ПЛАСТИНЫ В АГРЕССИВНОЙ СРЕДЕ ПРИ ЕЕ ДЕФОРМАЦИИ НАКЛОННОЙ СИЛОЙ, ПРИЛОЖЕННОЙ НА ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ ГРАНИЦЕ**

### РЕЗЮМЕ

Решается задача об определении времени разрушения в агрессивной среде полубесконечной пластины из корродированного материала при действии наклонной силы на прямолинейной границе. Определено значение времени, соответствующее долговечности пластины при коррозионном износе. Найдено ограничение, которого должна удовлетворить сила для существования критического значения долговечности. Определено время до растрескивания рассматриваемой пластины а также приведено пороговое значение силы, ниже которого не происходит коррозионное разрушение пластины.

**Ключевые слова:** коррозионный износ, коррозионное растрескивание, полубесконечная пластина, наклонная сила, коррозионная долговечность.

**AQRESSIV MÜHİTDƏ YARIMSONSUZ LÖVHƏNİN DÜZXƏTLİ SƏRHƏDDİNDƏ TƏTBİQ OLUNMUŞ MAILİ QÜVVƏ İLƏ DEFORMASIYASINDA DAĞILMA VAXTININ TƏYİNİNİN BİR HALI HAQQINDA**

### XÜLASƏ

Korroziyaya uğrayan materialdan olan yarımsonsuz lövhənin aqressiv mühətdə düzxətli sərhəddində maili qüvvənin təsiri ilə dağılma vaxtının təyini haqqında məsələ həll edilir. Lövhənin korroziya yeyilməsində xidmət müddətinə uyğun gələn zamanın qiyməti tapılır. Korroziya davamlılığı müddətinin kritik qiymətinin varlığı üçün tətbiq olunan qüvvənin ödəməli olduğu məhdudiyət təyin edilir. Baxılan lövhənin çatlamasına qədərki vaxt və eyni zamanda qüvvənin korroziya dağılması baş verməyən qiymət həddi tapılır.

**Açar sözlər:** korroziya yeyilməsi, korroziya çatlaması, yarımsonsuz lövhə, maili qüvvə, korroziya davamlılığı müddəti.

## Introduction

Many industrial constructions work at the conditions of a medium whose action combined with external load reduces to corrosive failure. Corrosive failure appears in the form of corrosive wear and corrosive cracking. Mechanical stress play a significant real in corrosive failure process

[1,2]. According to experimental researches [1,2] corrosive failure occurs mainly from the action of tensile stresses. Corrosive cracks extend perpendicularly to the direct of action of tensile stress at small deformations or almost without them.

Determination of corrosive longevity is connected with a problem of definition of stress state of the studied construction with regard to action of environment.

Here we consider deformation of a semi-infinite plate made of isotropic elastic material in corrosive medium under the action of a sloping force applied at the point of a linear boundary. The plate is subjected to corrosion uniformly distributed on the surface. Such constructions are encountered in building sites in transport and in other fields of industry.

The goal of the paper is to determine the values of time to corrosive failure (total wear and cracking) of the plate, to find the restriction of the assignment of the applied force at which this time exists.

### **Analysis of some references data**

Influence of concentration of diffusing matters on corrosive failure process was studied in a member of materials [1-7]. Composition and concentration of active agents of corrosive medium has significant influence on corrosive failure of materials. For example, according to [2], growth of concentration of ammoniate in aqueous solutions continuously increases velocity of corrosion cracking of brass. Increase of concentration of chloride-natrium in aqueous medium decreases time to its cracking. In [2], influence of concentration of chlorine ions in NaCl solutions on velocity of corrosion cracking of magnesium alloy MA-3, is studied. It is noted that velocity of corrosion cracking continuously grows as the salt concentration grows. In [10] it is shown that increase of concentration of dioxide-carbon and relative humidity increases velocity of corrosion cracking and decreases time to corrosion cracking of steel constructions. Tendency to corrosion cracking of martensitic – growing steel of the brand ЭП679 – ВД and its welded joints is investigated in [5]. Though the given steel possesses high resistance to corrosive failure, increase of concentration of corrosive medium leads to its cracking. Dependence of velocity of corrosion of different brand steels on concentration of sea- water is established in [6]. Therewith, decrease of cracking time of the studied steels when increasing active components of sea – water is also remarked. In [7], peculiarities of corrosive process of the steel of the brand XI8H10 are studied in nitrogen – monoxide media. Increase of concentration of nitrogen – monoxide, adsorbed surface of steel, increases velocity of dissolution of the considered brand steel in sulphur - monoxide solution by two – three times.

### **Statement and solution of the problem**

Let a semi-infinite thin plate made of isotropic-elastic material be deformed in corrosive medium by concentrated force applied to some point of a linear boundary. At the initial moment of corrosive process the force distribution along the thickness of the plate is uniform.

Let the plate's material be corroded, for example metallic. The plate be subjected to uniformly distributed force long the corrosion surface. Therewith we will assume that the linear surface is corrosion-proofing. Assume that corrosive process changes only the plate's thickness; uniform change of thickness occurs without change of the face's form. Let  $Q$  be a force per a unit thick

ness that acts on a linear boundary of the plate at the angle  $\frac{\pi}{2}$  (fig. 1.). we will use a polar system of coordinates  $(r, \varphi)$ .

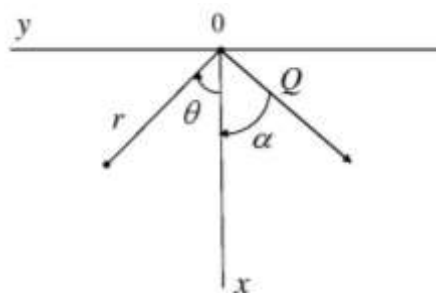


Рис. 1.

In the plate there arises a plane stress state. Therewith the stress  $\delta_z = 0$ , where  $z$  is the coordinate of the axis, perpendicular to the plate's plane.

Denote by  $h(t)$  the plate's thickness, where  $t$  is the time of corrosive process. The dependence  $h \sim t$  is unknown.

Using the solution of [8], the stress components that arise in the considered plate are determined by the following formulas:

$$\sigma_\theta = 0, \sigma_{r\theta} = 0, \sigma_r = -\frac{2Q}{\pi h(t)} \cos(\alpha + \theta). \quad (1)$$

Let us define intensity of stresses (1):

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[ (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6(\sigma_{r\theta}^2 + \sigma_{rz}^2 + \sigma_{\alpha z}^2) \right]^{\frac{1}{2}} = |\sigma_r| = \frac{2Q}{\pi h(t)} \cos(\alpha + \theta), \text{ ИЛИ}$$

$$\sigma_i = \frac{2Q}{\pi h(t)} \cos(\alpha + \theta). \quad (2)$$

Relations (1) and (2) contain an unknown function  $h(t)$ - the law of change of plate's thickness from time in the corrosive process. The function  $h(t)$  should be found from the solution of the corrosive process equation [9]. In the simplest case, the corrosive wear equation is of the form [9]:

$$\frac{dh}{dt} = -n, \quad h(t) \Big|_{t=0} = h_0. \quad (3)$$

Here  $n$  is the rate of corrosive process, that is a characteristics of the system «material-corrosive medium»,  $h_0$  is the initial value of thickness. Problem (3) has sense for  $h(t) > 0$ .

The solution of problem (3) is:

$$h(t) = h_0 - nt. \quad (4)$$

Let  $t_1$  is the time of total corrosive failure. Therewith the time  $t_1$  is determined from the equation  $h(t_1) = 0$ . Hence, using (4) we have:  $t_1 = h_0 / n$ . The given value of time determines the time of «existence» of the plate. The time  $t_1$  is the greatest among all the values of plate's service life.

Now, define the service life of the plate from the condition  $\sigma_i = \sigma_b$ , where  $\sigma_b$  is ultimate stress.

In the case of the considered problem we have:

$$\frac{2Q}{\pi h(t_b)} \cos(\alpha + \theta) = \sigma_b.$$

Here  $t_b$  is the failure time of the corroded plate. Hence

$$h(t_b) = \frac{2Q}{\pi r \sigma_b} \cos(\alpha + \theta). \quad (5)$$

Taking into account formula (4), for  $h(t)$  in (5) we get failure time of the corroded plate  $t_b$ :

$$t_b = \frac{1}{n} \left[ h_0 - \frac{2Q}{\pi r \sigma_b} \cos(\alpha + \theta) \right]. \quad (6)$$

Note that time  $t_b$  depends on the corrosion rate  $n$ , applied force  $Q$ , initial thickness  $h_0$ , slope of the action of the force  $Q$ , property of the plate's material  $\sigma_b$ , and also on the coordinate of the plate's points. As we see, different points of the plate fail at different times. The greatest value of stress intensity  $\sigma_i$  is of practical interest.

In this case we have:

$$t_b = \frac{1}{n} \left( h_0 - \frac{2Q}{\pi r \sigma_b} \right). \quad (7)$$

Existence of the failure time ( $t_b > 0$ ) imposes restriction on the value of the acting force  $Q$ . The value of the force  $Q$  should satisfy the following condition:  $Q < \frac{\pi}{2} R \sigma_b h_0$ , where  $R$  is a radius around the point of application of the force  $Q$ .

Now let the plate's service time be determined by the time to corrosive cracking. We determine the time to corrosive cracking by Talybly's formula [10]:

$$t_*(r, \theta) = L t_0 (\sigma_i(r, \theta, t)_{t=0}) - M. \quad (7)$$

Here  $t_*(r, \theta)$  is the sought for time of corrosive cracking that depends on the coordinates of the points of the body, i.e. of the plate;  $t_0$  is the experimentally defined characteristics of the system "material-corrosive medium", time to cracking at tension of the corrosive medium of experimental samples by constant stresses;  $L$  and  $M$  are experimentally determined universal constants of the system "material-corrosive medium"; the value  $\sigma_i(r, \theta, t)_{t=0}$  is the stress intensity at the initial moment of corrosive process. It is defined as a solution of the appropriate mathematical boundary value problem of deformable solids mechanics, for example theory of elasticity. In the considered problem  $\sigma_i(r, \theta, t)$  for  $t = 0$  is defined by formula (2), replacing  $h(t)$  by  $h_0$ .

The quantity  $t_0(\sigma_i^0)$ , where  $\sigma_i^0 = \sigma_r(r, \theta, t)$  for  $t = 0$ , is determined based on the experiments by the following expression:

$$t_0(\sigma_i^0) = A \left( \frac{\sigma_i^0}{\sigma_s} - 1 \right)^{-\alpha}. \quad (8)$$

Here  $A$  and  $\alpha$  are empiric constants;  $\sigma_s$  is a threshold value of stress at which corrosive failure rate approaches to zero. The quantity  $\sigma_s$  for each system «material-corrosive medium» is also determined experimentally.



Taking into account (8) in (7), using (2) we define the cracking time of the considered plate:

$$t_*(r, \theta) = LA \left[ \frac{2Q}{\pi R h_0 \sigma_s} \cos(\alpha + \theta) - 1 \right]^{-\alpha} - M \quad (9)$$

On the radius  $R$  from the point of application of force at the stress  $\sigma_i = 2Q / (\pi R h_0)$  the time to failure  $t_{*\min}$  is determined from (9) by the following formula:

$$t_{*\min} = \frac{LA}{\left( \frac{2Q}{\pi R h_0 \sigma_s} - 1 \right)^\alpha} - M \quad (10)$$

We find the threshold value of force from the condition  $t_* \rightarrow \infty$ :  $Q_s = \frac{\pi}{2} R h_0 \sigma_s$ . At such value of force  $Q$ , corrosive cracking of the considered plate does not happen.

## Conclusions

The time of corrosive failure of a semi-infinite plate made of corroded material at its deformation by a sloping force applied to the point of a linear boundary was predicted. The total corrosive wear and corrosive cracking cases were considered. The condition imposed on a force for the existence of critical failure time was determined. The threshold value of the acting force below of which corrosive failure of the plate under tension doesn't happen, is found.

## REFERENCES

1. Romanov, V.V.: Corrosive cracking of metals. Moscow Gostekhizdat, 179, (1960) (Russian).
2. Keshe, G.: Corrosion of metals. Moscow: Metallurgia, 400, (1984) (Russian).
3. Edeleanu, S. (1961). Factors of corrosive cracking of austenitic stainless steels. Corrosive cracking and brittleness. Moscow, 119-131
4. Nguyen, M.N., Wang, X., Leicester, R.H. (2013). An assessment of climate change effects on atmospheric corrosion rates of steel structures. Corrosion Engineering Sciences and Technology, 48 (5), 359-369. doi: 10.1179/1713278213y.
5. Белоус В.Я. Коррозионное растрескивание стали марки ЭП679-ВД и ее сварных соединений [Текст] / В.Я. Белоус, Н.Г. Покровская, Е.С. Маркова, В.Е. Варламова, А.О. Лошника, Р.Н. Перегудова // Коррозия: материалы, защита. -2015, -№ 9, -с. 1-9.
6. Рыхлевская М.С. Исследование коррозионной стойкости в условиях морской коррозии [Текст] / М.С. Рыхлевская, А.В. Трубинский // Коррозия: материалы, защита. -2015, -№8, -с. 18-23.
7. Разыграев В. П. Особенности процессов коррозии и пассивации стали X18H10 в азотно-кислых средах в присутствии сульфатов [Текст] / В. П. Разыграев, Лебедева М.В. // Коррозия: материалы, защита. -2015, -№ 5, с. 1-8.
8. Timoshenko, S.P.: Theory of elasticity. "Nauka"-Moscow:560, (1970).
9. Glickman, L.A.: Corrosive-mechanical strength of metals. Moscow-Leningrad: Mashgiz, 175, (1955).
10. Talybly, L. Kh.: On determining the time to corrosion fracture of metals. Transactions of National Academy of Sciences of Azerbaijan, ser. Of physical-technical and mathematical sci./ issue mathematics and mechanics. Baku: "Elm", XXIII (1), 239-246, (2003).

UOT: 539.3

## DOĞURANI BOYU ÇUBUQLARLA MÖHKƏMLƏNDİRİLMİŞ, SIXICI QÜVVƏNİN TƏSİRİNƏ MƏRUZ QALAN ÖZLÜ-ELASTİKİ ORTOTROP SİLİNDRİK ÖRTÜYÜN MÜHİTLƏ BİRLİKDƏ RƏQSLƏRİ

Z.M. QULİEVA

Bakı Mühəndislik Universiteti

Bakı / AZƏRBAYCAN

flatifov@mail.ru

### XÜLASƏ

Təqdim olunan məqalədə doğurani istiqamətində çubuqlar sistemi ilə möhkəmləndirilmiş anizotrop özlü-elastik silindrik örtük- bərk mühit sisteminin məxsusi rəqsləri tədqiq olunmuşdur. Məsələnin həllində Hamilton-Ostrogradski variasiya prinsipindən istifadə etməklə mühitlə təmasda olan doğurani istiqamətində çubuqlar sistemi ilə möhkəmləndirilmiş anizotrop özlü-elastik silindrik qabıqın sərbəst rəqslərini tədqiq etmək üçün tənliklər sistemi qurulmuşdur. Mühitin hərəkəti Lamé tənlikləri sisteminin köməyi ilə tədqiq olunmuşdur. Doğurani istiqamətində çubuqlarla möhkəmləndirilmiş silindrik örtüyün mühitlə bərk rəqslərini tədqiq edərkən iki hal nəzərdən keçirilmişdir: a) mühitin inersial təsiri rəqs prosesinə zəifdir; b) mühitin inersial təsirini rəqs prosesinin tədqiqində nəzərdən atmaq olmaz. Hər iki halda tezlik tənliyi qurulmuş və kökləri tapılmışdır. Konstruksiyanın məxsusi rəqs tezliklərinin sıxıcı gərginlikdən asılılıq qrafiki qurulmuşdur.

**Açar sözlər:** örtük, çubuq, rəqs tezliyi, variasiya prinsipi, ətalət, mühit.

### СОВМЕСТНОЕ КОЛЕБАНИЯ ПРОДОЛЬНО ПОДКРЕПЛЕННЫХ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ОСЕВОМУ СЖАТИЮ ВЯЗКОУПРУГИХ ОРТОТРОПНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК СО СРЕДОЙ

#### РЕЗЮМЕ

В предлагаемой статье исследовано свободное колебание продольно подкрепленной, подверженной осевому сжатию, ортотропной, вязкоупругой цилиндрической оболочки, контактирующей со средой. Используя вариационный принцип Гамильтона-Остроградского построены системы уравнений движения подкрепленной перекрестными системами ребер, подверженной осевому сжатию, ортотропной, вязкоупругой цилиндрической оболочки, контактирующей со средой. Движение среды описывается системами уравнений Ляме в перемещениях. При исследовании свободных колебаний продольно подкрепленной, подверженной осевому сжатию, ортотропной, вязкоупругой цилиндрической оболочки, контактирующей со средой рассмотрены два случая: а) инерционными действиями среды на процесс колебания можно пренебрегать; б) инерционными действиями среды на процесс колебания пренебрегать невозможно. В обоих случаях построены частотные уравнения и реализованы численно. Построены кривые зависимости собственной частоты колебаний конструкций от сжимающей напряжений.

**Ключевые слова:** оболочка, стержень, частота колебаний, вариационный принцип, инерция, среда.

### JOINT OSCILLATIONS OF LONGITUDINALLY REINFORCED, VISCOUS-ELASTIC ORTHOTROPIC CYLINDRICAL SHELLS SUBJECT TO AXIAL COMPRESSION WITH THE MEDIUM

#### ABSTRACT

The free oscillation of a longitudinally supported, axially compressible, orthotropic, viscoelastic cylindrical shell in contact with the medium is investigated in the present paper. Using the variational principle of Hamilton-Ostrogradsky, systems of equations of motion of edges reinforced by cross systems subjected to axial compression, an orthotropic, viscoelastic cylindrical shell contacting with the medium are constructed. The motion of the medium is described by the systems of Lamé equations in displacements. When investigating free oscillations of a longitudinally reinforced, axially compressed, orthotropic, viscoelastic cylindrical shell in contact with the medium, two cases are considered: a) the inertial actions of the medium on the oscillation process can be neglected; b) it is impossible to neglect the inertial actions of the medium on the oscillation process. In both cases, the frequency equations are constructed and implemented numerically. Curves are constructed for the dependence of the natural vibration frequency of structures on the compressive stresses.

**Keywords:** shell, rod, the oscillation frequency, the variational principle, inertia, medium.

Mühitin təsirini nəzərə almaqla sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, doğuranı istiqamətində çubuqlarla möhkəmləndirilmiş anizotrop silindrik formalı konstruksiyaların və ya konstruksiya elementlərinin dinamik sərtlik xarakteristikalarının tədqiqi və belə konstruksiyaların optimal variantının seçilməsi ilə bağlı məsələlər öz aktuallığını indi də saxlamaqdadır.

Mühit olmadıqda sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, doğuranı istiqamətində çubuqlarla möhkəmləndirilmiş izotrop silindrik formalı konstruksiyaların və ya konstruksiya elementlərinin dinamik sərtlik xarakteristikalarının tədqiqi və belə konstruksiyaların optimal variantının seçilməsi ilə bağlı məsələlər öz həllini [1] işində tapmışdır. [2] işi diskret paylanmış çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, hərəkət edən maye ilə təmasda olan anizotrop elastiki silindrik örtüyün məxsusi rəqs tezliklərinin tədqiqinə həsr olunmuşdur. Diskret paylanmış doğuranı istiqamətində və şəbəkə əmələ gətirən çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, hərəkət edən maye ilə təmasda olan anizotrop elastiki silindrik örtüyün məxsusi rəqs tezlikləri [3] və [4]-də tədqiq olunmuşdur. Şəbəkə əmələ gətirən çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan özlü-elastiki ortotrop silindrik örtüyün mühitlə birlikdə rəqsləri məsələsinin öyrənilməsinə [5] işində baxılmışdır.

Mühitlə təmasda olan səthində diskret paylanmış çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan izotrop elastiki silindrik örtüyün parametrlərinin optimal variantını seçilməsi və optimallaşdırma parametrlərinə mühiti xarakterizə edən kəmiyyətlərin, çubuqların sayının, sıxıcı qüvvənin təsiri [6, 7] işlərində öyrənilmişdir.

[8,9,10] işlərində variasiya prinsipi əsasında hamar, özlü-elastiki mühitlə təmasda olan özlü-elastiki silindrik örtüklərin dayanıqlıq və rəqsləri tədqiq olunmuş, böhran vəziyyətini xarakterizə edən parametrlərin böhran qiyməti tapılmışdır. Xarici təzyiqə və oxu boyu sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, dayanıqlığının böhran qüvvəsi ədədi üsulla hesablanmışdır.

Təqdim olunan məqalədə sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan, diskret paylanmış doğuranı istiqamətində çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, bərk mühitlə doldurulmuş özlü-elastiki ortotrop silindrik örtükdən ibarət sistemin dinamik sərtlik xarakteristikalarından biri - məxsusi rəqs tezliklərinin tədqiqinə həsr olunmuşdur. Hamilton-Ostrogradski variasiya prinsipindən istifadə etməklə baxılan sistemin rəqs tezliklərini tapmaq üçün tezlik tənliyi qurulmuş və sistemi xarakterizə edən fiziki və həndəsi parametrlərdən asılı olaraq tədqiq olunmuşdur.

Deformasiya prosesində konstruksiyada toplanan tam enerlinin ifadəsi aşağıdakı şəkildə yazılır:

$$\begin{aligned}
 J = & \frac{1}{2} R^2 \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} \{ N_{11} \varepsilon_{11} + N_{22} \varepsilon_{22} + N_{12} \varepsilon_{12} - M_{11} \chi_{11} - M_{22} \chi_{22} - M_{12} \chi_{12} \} dx dy + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k_1} \int_{x_1}^{x_2} \left[ E_i F_i \left( \frac{\partial u_i}{\partial x} \right)^2 + E_i J_{y_i} \left( \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \right)^2 + E_i J_{z_i} \left( \frac{\partial^2 v_i}{\partial x^2} \right)^2 + G_i J_{k_{pi}} \left( \frac{\partial \varphi_{k_{pi}}}{\partial x} \right)^2 \right] dx + \rho_0 h \int_{y_1}^{y_2} \int_{x_1}^{x_2} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy + \quad (1) \\
 & + \sum_{i=1}^{k_1} \rho_i F_i \int_{x_1}^{x_2} \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_i}{\partial t} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_i}{\partial t} \right)^2 + \frac{J_{k_{pi}}}{F_i} \left( \frac{\partial \varphi_{k_{pi}}}{\partial t} \right)^2 \right] dx - \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} (q_x u + q_\theta \vartheta + q_z w) dx dy - \frac{\sigma_i h}{2} \int_{y_1}^{y_2} \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 dz d\theta - \frac{\sigma_i F_i}{2R} \sum_{i=1}^{k_1} \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 dz
 \end{aligned}$$

Daxili qüvvə və momentlər üçün aşağıdakı münasibətlər götürülür:

$$N_{ij} = \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_{ij} + z w_{ij}) dz; \quad M_{ij} = - \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_{ij} + z w_{ij}) z dz \quad (2)$$

$$w_{11} = b_{11}\chi_{11} + b_{12}\chi_{22}; w_{22} = b_{12}\chi_{11} + b_{22}\chi_{22}; w_{21} = w_{12} = b_{66}\chi_{12} .$$

(2)-yə daxil olan  $\sigma_{ij}$  gərginlikləri  $\varepsilon_{ij}$  deformasiyaları vasitəsi ilə aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\sigma_{11} = b_{11}\varepsilon_{11} + b_{12}\varepsilon_{22}; \sigma_{22} = b_{12}\varepsilon_{11} + b_{22}\varepsilon_{22}; \sigma_{12} = b_{66}\varepsilon_{12} \quad (3)$$

Deformasiyaları aşağıdakı şəkildə götürəcəyik:

$$\varepsilon_{ij} = \tilde{\varepsilon}_{ij} + \int_{-\infty}^t \Gamma(t-\tau)\varepsilon_{ij}(\tau)d\tau \quad (4)$$

(1)-(4) ifadələrində

$$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_{22} = \frac{\partial v}{\partial y} + w; \varepsilon_{12} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \chi_{11} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \chi_{22} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}; \chi_{12} = -2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; \Gamma(t) = Ae^{-\psi t};$$

$u, v, w$ - örtüyün yerdəyişmələri,  $R, h$ - uyğun olaraq, silindrik örtüyün radiusu və qalınlığı,  $E_i$ - boyuna çubuğun elastikiyyət modulu,  $F_i$ - boyuna çubuğun en kəsiyinin sahələri,  $I_{yi}, I_{kpi}$ - boyuna çubuğun en kəsiyinin ətalət momentləri,  $q_x, q_y, q_z$ - mühit tərəfindən silindrik örtüyə təsir edən təzyiq qüvvəsinin komponentləri,  $k_1$  – boyuna çubuqların sayı,  $G_i$ - boyuna çubuğun sürüşmədə elastikiyyət modulu,  $E_j$ - halqanın elastikiyyət moduludur.

Mühitin hərəkət tənlikləri sistemi silindrik koordinatlarda aşağıdakı kimi yazılır[11]:

$$\begin{aligned} (\lambda_s + 2\mu_s) \frac{\partial \theta}{\partial r} - \frac{2\mu_s}{r} \frac{\partial \omega_x}{\partial \varphi} + 2\mu_s \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial x} - \rho_s \frac{\partial^2 s_x}{\partial t^2} &= 0 \\ (\lambda_s + 2\mu_s) \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} - 2\mu_s \frac{\partial \omega_r}{\partial x} + 2\mu_s \frac{\partial \omega_x}{\partial r} - \rho_s \frac{\partial^2 s_\varphi}{\partial t^2} &= 0 \\ (\lambda_s + 2\mu_s) \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{2\mu_s}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\omega_\varphi) + \frac{2\mu_s}{r} \frac{\partial \omega_r}{\partial \varphi} - \rho_s \frac{\partial^2 s_r}{\partial t^2} &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Burada  $s_x, s_\varphi, s_r$ -mühitin yerdəyişmə vektorunun komponentləri,  $\lambda_s, \mu_s$  - mühitin Lamé əmsalları,  $\rho_s$ -mühitin sıxlığı,  $x, r, \varphi$  - boyuna, radial, dairəvi koordinatlarıdır.

Həcmi genişlənmə  $\theta$  və  $\omega_x, \omega_\varphi, \omega_r$  komponentləri aşağıdakı ifadələrin köməyi ilə hesablanır:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\partial s_r}{\partial r} + \frac{s_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial s_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial s_x}{\partial x}; & 2\omega_x &= \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial (rs_\varphi)}{\partial r} - \frac{\partial s_r}{\partial \varphi} \right] \\ 2\omega_\varphi &= \frac{\partial s_r}{\partial x} - \frac{\partial s_x}{\partial r}; & 2\omega_r &= \frac{1}{r} \frac{\partial s_x}{\partial \varphi} - \frac{\partial s_\varphi}{\partial x} \end{aligned}$$

Mühitdə yaranan gərginliklər  $s_x, s_\varphi, s_r$  yerdəyişmələri ilə aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\begin{aligned} \sigma_{rx} &= \mu_s \left( \frac{\partial s_x}{\partial r} + \frac{\partial s_r}{\partial x} \right); \sigma_{r\varphi} = \mu_s \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{s_\varphi}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial s_r}{\partial \varphi} \right] \\ \sigma_{rr} &= \lambda_s \left( \frac{\partial s_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rs_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial s_\varphi}{\partial \varphi} \right) + 2\mu_s \frac{\partial s_r}{\partial r} \end{aligned} \quad (6)$$

Çubuqlarla möhkəmləndirilmiş özlü-elastiki silindrik örtüyün mühit ilə rəqslərini tədqiq edərkən iki halı nəzərdən keçirəcəyik: a) mühitin inersial təsiri rəqs prosesinə zəifdir; b) mühitin inersial təsirini rəqs prosesinin tədqiqində nəzərdən atmaq olmaz.

a) halında mühitin yerdəyişmələri

$$s_x = \left[ \left( -kr \frac{\partial I_n(kr)}{\partial r} - 4(1-\nu_s)kI_n(kr) \right) A_s + kI_n(kr)B_s \right] \cos n\varphi \cos kx \sin \omega t \quad (7)$$

$$s_\theta = \left[ -\frac{n}{r} I_n(kr)B_s - \frac{\partial I_n(kr)}{\partial r} C_s \right] \sin n\varphi \sin kx \sin \omega t$$

$$s_r = \left[ -k^2 r I_n(kr)A_s + \frac{\partial I_n(kr)}{\partial r} B_s + \frac{n}{r} I_n(kr)C_s \right] \cos n\varphi \sin kx \sin \omega t$$

b) halında isə

$$s_x = \left[ A_s k I_n(\gamma_e r) - \frac{C_s \gamma_i^2}{\mu_i} I_n(\gamma_i r) \right] \cos n\varphi \cos kx \sin \omega t$$

$$s_\varphi = \left[ -\frac{A_s n}{r} I_n(\gamma_e r) - \frac{C_s n k}{r \mu_i} I_n(\gamma_i r) - \frac{B_s}{n} \frac{\partial I_n(\gamma_i r)}{\partial r} \right] \sin n\varphi \sin kx \sin \omega t \quad (8)$$

$$s_r = \left[ A_s \frac{\partial I_n(\gamma_e r)}{\partial r} - \frac{C_s k}{\mu_i} \frac{\partial I_n(\gamma_i r)}{\partial r} + \frac{B_s n}{r} I_n(\gamma_i r) \right] \cos n\varphi \sin kx \sin \omega t$$

şəklində olur.

Mühitin hərəkət tənlikləri (5) sisteminə kontakt şərtləri də əlavə edili. Fərz edəcəyik ki, silindrik örtüyün və mühitin toxunma səthləri biri digərinə nəzərən sərbəst sürüşür, lakin deformatsiya prosesində bir-birindən ayrılırlar. Mühitin silindrik örtüyün daxilində qalması üçün onun uclarına öz müstəvisində sərt, müstəvisindən kənarında əyilməyə müqaviməti olduqca zəif olan membiran bərkidilir. Buhalda  $x = x_1$  və  $x = x_2$  kəsiklərində  $\sigma_{xx} = 0$ ;  $s_\theta = s_r = 0$  şərtləri ödənməlidir.

Yerdəyişmələrin normal komponentlərinin bərabərlik şərti

$$s_r = w \quad (r = R) \quad (9)$$

Təzyiq qüvvələrinin bərabərlik şərtləri

$$q_x = 0, \quad q_y = 0, \quad q_z = -\sigma_{rr} \quad (r = R) \quad (10)$$

Nəzərdə tutulur ki, örtük ilə çubuqlar arasında sərt kontakt şərtləri ödənilir:

$$u_i(x) = u(x, y_i) + h_i \varphi_1(x, y_i), \quad \mathcal{G}_i(x) = v(x, y_i) + h_i \varphi_2(x, y_i), \quad (11)$$

$$w_i(x) = w(x, y_i), \quad \varphi_i(x) = \varphi_1(x, y_i), \quad \varphi_{kpi}(x) = \varphi_2(x, y_i); \quad h_i = 0,5h + H_i^1,$$

$$u_j(y) = u(x_j, y) + h_j \varphi_1(x_j, y); \quad \mathcal{G}_j(x) = \mathcal{G}(x_j, y) + h_j \varphi_2(x_j, y); \quad w_j(x) = w(x_j, y);$$

$$\varphi_j = \varphi_2(x_j, y); \quad \varphi_{kpi}(x) = \varphi_1(x_j, y); \quad h_j = 0,5h + H_j^1.$$

Beləliklə alınmış ifadələrin köməyi ilə mühit tərəfindən silindrə təsir edən qüvvələri təyin etmək olur. Nəticədə qoyulmuş məsələnin həlli diskret paylanmış çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, daxili oblastını tamamilə mühitlə doldurulmuş anizotrop özlü-elastiki silindrik örtükdən ibarət konstruksiyanın (1) tamenercisinin, mühitin (5) hərəkət tənlikləri sisteminin (9) və (10) sərhəd şərtləri daxilində birgə inteqrallamasına gətirilir.

$q_z$  təzyiq komponentini ifadəsini aşağıdakı şəkildə göstərək:

$$q_z = q_z^{(0)} C \cos n\varphi \sin kx \sin \omega t \quad (12)$$

Kontakt şərtləri (9), (10) və (11)-in, mühitin hərəkət tənlikləri sistemi (5)-in köməyi ilə  $q_z^{(0)}$  üçün

a) halında

$$q_z^{(0)} = -\mu_s \Delta^{-1} \left\{ \left( 2(1-2\nu_s) I_n(k^*) + 2k^* I_n'(k^*) \right) k^{*2} \times \right. \\ \left. \left[ 2k^{*2} (k^{*2} - n^2) \frac{I_n'(k^*)}{I_n(k^*)} + 2n^2 k^* \right] - 2(k^* I_n'(k^*) - (k^{*2} + n^2) I_n(k^*)) k^{*3} \times \right. \\ \left. \left[ 2(3-2\nu_s) k^* \frac{I_n'(k^*)}{I_n(k^*)} - 2n^2 \right] + 2n(I_n(k^*) - k^* I_n'(k^*)) k^{*3} \left[ 2(3-2\nu_s) k^* \frac{I_n'(k^*)}{I_n(k^*)} - 2n^2 \right] \right\} \quad (13)$$

b) halında

$$q_z^{(0)} = \frac{E_s}{1+\nu_s} I_n(\gamma_l^*) \left[ \frac{I_n(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} \left( -\gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} + \gamma_l^{*2} + n^2 - \frac{\nu_s}{1-2\nu_s} \mu_l^{*2} \right) \right. \\ \left. - n^2 k^{*2} \mu_l^* + \frac{R^4 k^{*3} \gamma_l^{*2} I_n'^2(\gamma_l^*)}{\mu_l^* I_n^2(\gamma_l^*)} + \frac{2nk^* \gamma_l^* \mu_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} + 2nk^{*3} \gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)}}{\frac{k^{*3} \gamma_l^* \gamma_l^{*2} I_n'(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}{\mu_l^* I_n(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}} + \frac{2nk^* \gamma_l^* \mu_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} + 2nk^{*3} \gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)}}{-\frac{k^{*3} \gamma_l^* \gamma_l^{*2} I_n'(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}{\mu_l^* I_n(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}} \right. \\ \left. \cdot \left( -n^2 + n\gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} + \frac{\nu_s}{1-2\nu_s} n\gamma_l^* \left( \gamma_l^* - \gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} \right) \right) \right] + \\ \left. + \left( \frac{k^* \gamma_l^* \frac{I_n'(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*)} + \gamma_l^{*2} + n^2 - \frac{\nu_s}{1-2\nu_s} \frac{2k^* \gamma_l^{*2}}{\mu_l^*} \right) \cdot \left[ \frac{-\frac{k^{*3} \gamma_l^* \gamma_l^{*2} I_n'(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}{\mu_l^* I_n(\gamma_l^*) I_n^2(\gamma_l^*)}}{2k^{*2} \gamma_l^* \gamma_l^{*2} \frac{I_n'(\gamma_l^*) I_n(\gamma_l^*)}{I_n(\gamma_l^*) I_n(\gamma_l^*)} - 2n^2 k^{*2}} \right] \right] \quad (14)$$

ifadələrini alırıq.

(7)-(14) ifadələrində  $A_s, B_s, C_s$  - naməlum sabitlər,  $k, n, \gamma_e, \gamma_l$  - dalğa ədədləri,  $I_n$  - modifikasiya olunmuş  $n$ -ci tərtib, birinci növ Bessel funksiyasıdır,  $\gamma_e^2 = k^2 - \mu_e^2, \quad \gamma_l^2 = k^2 - \mu_l^2, \quad k^* = kR$ .

Örtüyün yerdəyişmələrini aşağıdakı şəkildə axtaracağıq:

$$u = A \cos n\varphi \cos kx \sin \omega t; \quad \vartheta = B \sin n\varphi \sin kx \sin \omega t; \\ w = C \cos n\varphi \sin kx \xi \sin \omega t \quad (15)$$

Burada  $A, B, C$  - naməlum sabitlər,  $\omega$  - naməlum tezlikdir.

Ostraqradski-Hamilton təsirinin qərarlaşma şərtindən, (15) həllərindən istifadə etməklə alınan iki dərəcəli çoxhədlini asılı olmayan  $A, B, C$  sabitlərinə nəzərən variasiyalasaq və asılı olmayan variasiyaların əmsallarını sıfıra bərabər etsək, aşağıdakı bircins cəbri tənliklər sistemini alırıq. Alınan sistem xətti bircins cəbri tənliklər sistemini olduğundan, onun sıfırdan fərqli həllinin varlığı üçün zəruri və kafi şərt baş determinantının sıfıra bərabər olmasıdır. Nəticədə aşağıdakı tezlik tənliyini alırıq:

$$\begin{vmatrix} 2(\check{\varphi}_{11} - \psi_{11}\omega_1^2) & \check{\varphi}_{44} & \check{\varphi}_{55} \\ \check{\varphi}_{44} & 2(\check{\varphi}_{22} - \psi_{22}\omega_1^2) & \check{\varphi}_{66} \\ \check{\varphi}_{55} & \check{\varphi}_{66} & 2(\check{\varphi}_{33} - \psi_{33}\omega_1^2 + l_1\sigma_x) \end{vmatrix} = 0 \quad (16)$$

(16) tənliyində iştirak edən kəmiyyətlərin ifadələri mürəkkəb olduğundan burada verilmir. Qeyd edək ki, (16) tənliyi a) halında  $\omega$ -ya nəzərən cəbri, b) halında isə  $\omega$  – ya nəzərən transendent tənlikdir.

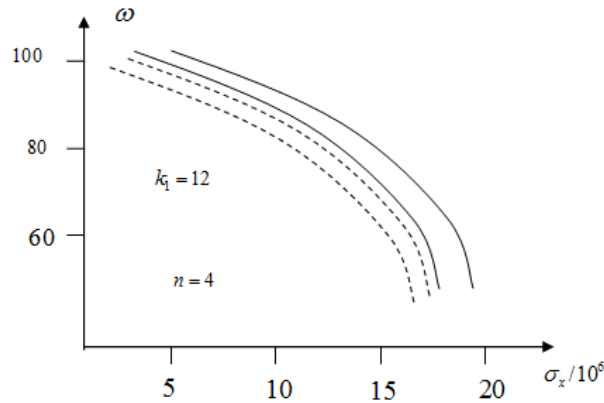
(16) tənliyinin kökləri ədədi üsulla hesablanmışdır. Hesablamada mühiti, örtüyü və çubuqları xarakterizə edən parametrlər üçün aşağıdakı qiymətlər götürülmüşdür:

$$E_i = 6,67 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; h_i = 1,39 \text{ mm}; R = 160 \text{ mm}; A = 0,1615; \psi = 0,05; |h_i| = 0,1375 \cdot 10^{-1} R;$$

$$L_1 = 800 \text{ mm}; \frac{F_i}{2\pi R h} = 0,1591 \cdot 10^{-1}; \frac{I_{yi}}{2\pi R^3 h} = 0,8289 \cdot 10^{-6}; h = 0,45 \text{ mm}; \frac{I_{kpi}}{2\pi R^3 h} = 0,5305 \cdot 10^{-6};$$

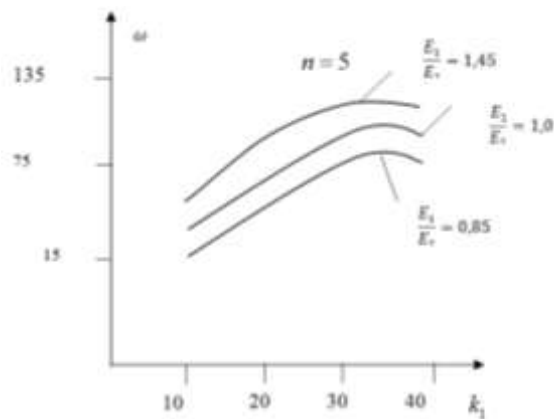
$$\rho / \rho_0 = 0,15; a_i = 2,25 a_i, a_i = 308 \text{ m/san}, b_{11} = 18,3 \text{ QPa}; b_{22} = 25,2 \text{ QPa}; b_{66} = 3,5 \text{ QPa}; b_{12} = 2,77 \text{ QPa};$$

Şəkil 1. Rəqs tezliyi  $\omega$ -nın sıxıcı gərginlikdən asılılığı



Hesablamanın nəticələri şəkil 1-də rəqs tezliyinin sıxıcı gərginlikdən, şəkil 2-də çubuqların sayından asılılığı şəklində verilmişdir. Şəkildə bütöv xətlərə a) halında tapılan  $\omega$ , qırıq xətlərə isə b) halında tapılan  $\omega$  uyğun gəlir. Şəkil 1-dən görüldüyü kimi sıxıcı qüvvənin müəyyən qiymətinə qədər sistemin minimal tezlikləri cüzi azalır, sıxıcı qüvvənin müəyyən qiymətindən sonra isə kəskin olaraq sifıra qədər azalır. Mühitin ətalət təsirinin nəzərə alınması sistemin rəqs tezliklərinin azalmasına gətirib çıxarır. Şəkil 2-dən görüldüyü kimi çubuqların sayı artıqca sistemin məxsusi rəqs tezlikləri əvvəlcə artır, müəyyən qiymətdən sonra isə azalmağa başlayır. Bu onunla izah olunur ki, çubuqların ilk artımında sistemin sərtliyi və eyni zamanda sistemin rəqs tezliyinin artmasına səbəb olur. Çubuqların sonrakı artımında isə onların kütlələri artdığından, onların rəqs prosesinə ətalət təsiri güclənir və nəticədə sistemin məxsusi rəqs tezliyi azalır. Bundan əlavə, silindrik örtüyün ortotropluğu xassəsi gücləndikcə, sistemin məxsusi rəqs tezliyi artır.

Şəkil 2. Tezliklərin millərin sayın  $k_1$  -dən asılılığı



## ƏDƏBİYYAT

1. Амиро И.Я., Заруцкий В.А.. Теория ребристых оболочек. Методы расчета оболочек. «Наукова думка», 1980,367с.
2. Гулиева З.М. Свободные колебания усиленных продольными системами ребер и нагруженной осевыми сжимающими силами ортотропной вязкоупругой цилиндрической оболочки, с протекающей жидкостью.. // Journal of Qafqaz University, Mechanical and industrial engineering, Bakı, 201, Volume , Number ,pp. -.
3. Latifov F. S., Iskanderov R. A., Guliyeva Z. M. Free oscillations of orthotropic cylindrical shell filled with flowing liquid and reinforced by longitudinal systems of ribs under axial compressive forces. Problems of computational mechanics and strength of structures. Collection of scientific articles, Dnepropetrovsk National University named after OlesHonchar, випуск 24,2015,pp. 134-144.
4. Латифов Ф.С, Гулиева З.М. Свободные колебания усиленных перекрестными системами ребер нагруженной осевыми сжимающими силами ортотропной вязкоупругой цилиндрической оболочки, с протекающей жидкостью. Вісник Запорізького національного університету, © Фізико-математичні науки,2017, №1, ст.
5. Quliyeva Z.M. Şəbəkə əmələ gətirən çubuqlarla möhkəmləndirilmiş, sıxıcı qüvvənin təsirinə məruz qalan özlü-elastiki ortotrop silindrik örtüyün mühitlə birlikdə rəqsləri. // Journal of Qafqaz University, Mechanical and industrial engineering, Bakı, 201, Volume , Number ,pp. 48-53.
6. Латифов Ф.С., Мамедов Дж.Н. Оптимизации параметров цилиндрических оболочек, усиленных перекрестной системой ребер при осевом сжатии и динамическим взаимодействии со средой. Естественные и технические науки , Москва, 2008, №3(35), ст. 21-28.
7. Мамедов Дж.Н. Оптимизации параметров ребристых цилиндрических оболочек при осевом сжатии и осесимметричным динамическим взаимодействии со средой. Механика машингайырма, 2009, №2, с. 48-52.
8. Пирмамедов И.Т. Параметрические колебания нелинейной и неоднородной по толщине вязко-упругой цилиндрической оболочки, контактирующей с вязко-упругой средой с учетом трения// Доклад НАНА-а, 2008, № 2, ст.35-42.
9. Пирмамедов И.Т. Расчет параметрических колебаний неоднородного по толщине вязкоупругого стержня в вязкоупругом грунте// Международный научно-технический журнал, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, 2009, № 3(8), ст.52-56
10. Пирмамедов И.Т. Расчет параметрических колебаний поврежденного вязкоупругого стержня в вязкоупругой среде// Вторая международная конференция «Проблемы нелинейной механики деформируемого твердого тела», Казань, Россия, 2009, стр. 283-288.
11. Латифов Ф.С. Колебания оболочек с упругой и жидкой средой. Баку, "Элм", 1999, 164 с.



UOT 530.3

## ƏTALƏT TƏSİRİ NƏZƏRƏ ALINAN MÜHİTLƏ TƏMASDA OLAN QEYRİ-BİRCİNS EYLER-BERNULLİ NANO ELEMENTLƏRİN QEYRİ LOKAL NƏZƏRİYYƏYƏ GÖRƏ MƏXSUSİ RƏQSLƏRİ

V.Q. RƏCƏBOV

Bakı Mühəndislik Universiteti

Bakı / AZƏRBAYCAN

flatifov@mail.ru

### XÜLASƏ

Məqalədə K.A.Eringen qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinə əsasən mühitlə təmasda olan qeyri-bircins nano elementlərin məxsusi rəqs məsələləri tədqiq edilmişdir. Konstruksiya elementi kimi nazik qalınlıqlı çubuq qəbul edilir və çubuqlar nəzəriyyəsi olaraq Eyer-Bernulli nəzəriyyəsi qəbul edilir. Mühitin təsirini nəzərə almaq üçün Pasternak modelindən istifadə olunmuşdur. Məsələnin qoyuluşunda fərz edilir ki, materialın elastiklik modulu qalınlıq koordinatının kəsilməz funksiyasıdır. Qeyd olunan çubuqlar nəzəriyyəsinə görə hərəkət tənlikləri alındığı zaman Eringen tərəfindən təklif olunmuş qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinin fiziki hal tənliklərindən istifadə edilir. Qeyri-bircinsliyin konkret halı üçün elementin ümumiləşmiş sərtlik xarakteristikası təyin edilmişdir. Mühitlə təmasda olan nano elementlərin müxtəlif sərhəd şərtlərinə görə məxsusi rəqs tənlikləri alınmışdır. Alınmış tənliklər həll edilərək məxsusi rəqs tezlikləri üçün analitik düsturlar alınmış və təhlillər aparılmışdır.

**Açar sözlər:** çubuq, rəqs tezliyi, nanomaterial, ətalət, mühit, qeyri-bircins.

### СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ НАНО ЭЛЕМЕНТОВ ЭЙЛЕРА-БЕРНУЛЛИ СИНЕРЦИОННОЙ СРЕДОЙ, НА ОСНОВЕ НЕЛОКАЛЬНОЙ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ

#### РЕЗЮМЕ

В статье исследуется задача о собственном колебании неоднородных нано элементов синерционной средой, на основе нелокальной теории упругости. Здесь как элемент конструкции принять прямолинейный стержень и для него принята теория стержней Эйлера-Бернулли. Влияния среды описывается «динамической» моделью Пастернака. Предполагается, что модуль упругости материала стержня является непрерывной функцией координаты толщины. Для конкретного вида функции неоднородности определена обобщенная жесткость рассматриваемого стержня. При получении уравнений движения на основе теории стержня Эйлера-Бернулли был использован уравнения состояния нелокальной теории упругости предложенные Эрингеном. Для различных случаев граничных условий получены уравнения о колебании рассмотренных стержней со средой. После решения полученных уравнений найдены аналитические формулы для определения частоты собственных колебаний и проведены различные анализы.

**Ключевые слова:** стержень, частота колебаний, наноматериал, инерция, среда, неоднородность.

### EIGEN OSCILLATIONS OF NON-UNIFORM NANO EULER-BERNOULLI ELEMENTS WITH INERTIAL MEDIUM, BASED ON THE NONLOCAL THEORY OF ELASTICITY

#### ABSTRACT

The paper deals with the problem of the intrinsic oscillation of inhomogeneous nano elements with an inertial medium, based on the nonlocal theory of elasticity. Here, as an element of the construction, take a rectilinear rod and for it the theory of Euler-Bernoulli rods is adopted. The influence of the medium is described by the "dynamic" Pasternak model. It is assumed that the modulus of elasticity of the rod material is a continuous function of the coordinate of the thickness. For a particular form of the inhomogeneity function, the generalized rigidity of the rod in question is determined. In deriving the equations of motion on the basis of the Euler-Bernoulli core theory, the equations of state of the nonlocal elasticity theory proposed by Eringen were used. For various cases of boundary conditions, equations are obtained for the oscillations of the considered rods with the medium. After solving the obtained equations, analytical formulas for determining the frequency of natural oscillations are found and various analyzes are carried out.

**Keywords:** rod, oscillation frequency, nanomaterial, inertia, medium, inhomogeneity.

Müasir texnologiyada daxili mikrostrüktura malik bərk, maye və plastik materiallardan (dağ cüxurları, beton, nanostrüktur, “suspensiya”, “mikromorf” mayelər və başqaları) geniş istifadə olunur. Bu da onların elmi cəhətdən öyrənilməsi zərurətini yaradır. Mikrostrükturlu mühit modelləri üçün xarakterik əlamət onların aşkar və ya qeyri-aşkar, qeyri lokal olmasıdır. Sonuncu öz növbəsində özünü uzunluq vahidi ilə ölçülən parametr formasında nəzəriyyəyə daxil olur. Bu miqyas parametrləri müxtəlif fiziki məna daşıyırlar: dickret strükturda hissəciklər arasındakı məsafə, dənəciyin ölçüləri, xarakterik korrelyasiya radiusu və ya uzaqtəsirli güvvə və s. Bununla belə həmişə fərz olunur ki, miqyas parametrləri cisimin xarakterik ölçüləri ilə müqayisədə kiçikdir.

[1]-də mikrostrükturalı bərk cisimlərdə elastiki dalğaların yayılması və qarşılıqlı əlaqəsinin müasir nəzəriyyəsi sistemə verilmişdir. Deformasiya və maqnit sahələrinin qarşılıqlı əlaqəsini, zədələnməni, həndəsi və fiziki qeyri-xəttiliyi, mikrostrükturu nəzərə alan bərk cisimlər üçün riyazi modellər qurulmuşdur. Mikrostrükturlu cisimlər üçün xarakterik olan müxtəlif dalğa effektləri öyrənilmişdir. Zərbə dalğalarının yaranması ilə bağlı məsələlərin həllinin ümumi nəzəriyyəsi [2,3,4] işlərində öz əksini yaxşı tapmışdır. Birölçülü və çoxölçülü məsələlərin həllində ədədi üsullardan geniş istifadə olunmuşdur [5,6, 7]. [8] işində ixtiyari kəsilmənin enmə üsulundan, [5,9,7] işlərində sonlu fərqlər üsulundan istifadə olunmuşdur. Nisbətən səmərəli ədədi və eyni zamanda təqribi şüa üsulundan [10,11] işlərində istifadə olunmuşdur. Cəbhə ətrafında hiperbolik tip tənliklər sistemini qurmaq üçün Teylor sırasının köməyi ilə adi diferensial tənliklərin təqribi həlləri qurulmuşdur. Daha ümumi şəkildə həll fəzanın həyəcənlanmamış hissəsini həyəcənlanmış hissədən ayıran daşıyıcı səthdə ümumiləşmiş funksiyalardan ibarət sıra şəklində göstərilir.

[12] -də Eringenin qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinə əsasən ümumi halda çubuqlar nəzəriyyəsinin əsas tənlikləri alınmış və əyilmə məsələləri ətraflı tədqiq edilmişdir. [13] –də nano və mikro strukturların Timošenko çubuq modeli əsasında qeyri xətti rəqs məsələlərinə baxılmışdır. [14] -də içərisindən maye axan nano boruların qeyri xətti tənlikləri alınmış və dayanıqlıq vəziyyəti tədqiq edilmişdir.

Məqalədə K.A.Eringen qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinə əsasən ətalət təsiri rəqs prosesinə təsir edən mühitlə təmasda olan qeyri-bircins nano elementlərin məxsusi rəqs məsələləri tədqiq edilmişdir. Konstruksiya elementi kimi nazik qalınlıqlı çubuq qəbul edilir və çubuqlar nəzəriyyəsi olaraq Eyler-Bernulli nəzəriyyəsi qəbul edilir. Mühitin təsirini nəzərə almaq üçün “dinamik” Pasternak modelindən istifadə olunmuşdur. Məsələnin qoyuluşunda fərz edilir ki, materialın elastiklik modulu qalınlıq koordinatının kəsilməz funksiyasıdır. Qeyd olunan çubuqlar nəzəriyyəsinə görə hərəkət tənlikləri alındığı zaman Eringen tərəfindən təklif olunmuş qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinin fiziki hal tənliklərindən istifadə edilir. Qeyri-bircinsliyin konkret halı üçün elementin ümumiləşmiş sərtlik xarakteristikası təyin edilmişdir. Mühitlə təmasda olan nano elementlərin müxtəlif sərhəd şərtlərinə görə məxsusi rəqs tənlikləri alınmışdır. Alınmış tənliklər həll edilərək məxsusi rəqs tezlikləri üçün analitik düsturlar alınmış və təhlillər aparılmışdır.

K.A.Eringen qeyri lokal elastiklik nəzəriyyəsinə əsasən mühitlə təmasda olan qeyri-bircins nano elementlərin məxsusi rəqs məsələləri tədqiq etmək üçün [15] işində alınmış tənlikdən istifadə edəcəyik:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( -KI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( P \frac{\partial w}{\partial x} \right) - q + m_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 \frac{\partial^4 w}{\partial t^2 \partial x^2} \right] + q - \frac{\partial}{\partial x} \left( P \frac{\partial w}{\partial x} \right) = m_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 \frac{\partial^4 w}{\partial t^2 \partial x^2} \quad (1)$$

Burada,  $m_0 = \int_s \rho ds = \rho s$ ;  $m_2 = \int_s z^2 ds = \rho s \frac{h^2}{12}$ ,  $q$  – mühit tərəfindən çubuğun səthində təsir edən səpələnmiş qüvvədir. Hesab edəcəyik ki, material qeyri-bircinsdir, yəni elastiklik modulu qalınlıq koordinatının kəsilməz funksiyasıdır:  $E = E(z)$ .  $KI$  çubuğun ümumiləşmiş sərtlik xarakteristikasıdır. Əgər  $E = E_0 \left(1 + \gamma \frac{z^4}{h^4}\right)$  şəklində dəyişərsə, bu halda  $KI = E_0 I \left(1 + \gamma \frac{3}{112}\right)$  olur. Burada  $E_0 I$  uyğun bircins çubuğun sərtliyidir. Fərz edəcəyik ki, çubuğa yalnız ox boyu sabit sıxıcı qüvvə təsir edir, yəni (1) tənliyində  $P = \text{const}$  qəbul edilir. Mühitin təsirini nəzərə almaq üçün Pasternakın “dinamik” modellərindən istifadə olunmuşdur[16,17]:

$$q = \left( \tilde{q}(1 - \lambda\omega^2) + \tilde{q}_0 \frac{d^2}{dx^2} \right) w, \quad \lambda, \tilde{q}, \tilde{q}_0 - \text{sabitlərdir.} \quad (2)$$

(1) tənliyinin periodik həllərini

$$w(x,t) = w_1(x) e^{i\omega t} \quad (3)$$

şəklində qəbul etmək olar. (3) ifadəsini (1) tənliyində yazaraq alarıq:

$$d_1 \frac{d^4 w_1}{dx^4} + d_2 \frac{d^2 w_1}{dx^2} - r w_1 = 0 \quad (4)$$

Burada aşağıdakı əvəzləmələr edilmişdir:

$$\begin{aligned} d_1 &= KI - \mu P - \mu m_2 \omega^2 + \mu \tilde{q}_0, \\ d_2 &= m_2 \omega^2 + P + \mu \tilde{q}(1 - \lambda\omega^2) - \tilde{q}_0 + \mu m_0 \omega^2, r = m_0 \omega^2 + \tilde{q}(1 - \lambda\omega^2) \end{aligned} \quad (5)$$

$\omega$ -məxsusi rəqs tezliyidir.

(4)-tənliyinin ümumi həlli aşağıdakı kimidir:

$$w_1 = c_1 \sin \alpha x + c_2 \cos \alpha x + c_3 \text{sh } \beta x + c_4 \text{ch } \beta x \quad (6)$$

Burada

$$\alpha^2 = \frac{1}{2d_1} \left( d_2 + \sqrt{d_2^2 + 4d_1 r} \right), \beta^2 = \frac{1}{2d_1} \left( -d_2 + \sqrt{d_2^2 + 4d_1 r} \right) \quad (7)$$

$c_1, c_2, c_3, c_4$ -sərhəd şərtlərindən təyin edilən inteqral sabitləridir. Xüsusi halda  $a=0, P=0, m_2=0$ ,  $\mu=0$  olarsa klassik local elastiklik nəzəriyyəsinə görə baxılan məsələnin həlli alınır.

(6) ifadəsinin köməyi ilə bəzi çevirmələrdən sonra alarıq:

$$\frac{dw_1}{dx} = \alpha(c_1 \cos \alpha x - c_2 \sin \alpha x) + \beta(c_3 \text{ch } \beta x + c_4 \text{sh } \beta x) \quad (8)$$

$$M = -d_1 \frac{d^2 w}{dx^2} - \mu r w_1 = (d_1 \alpha^2 - \mu r)(c_1 \sin \alpha x + c_2 \cos \alpha x) - (d_1 \beta^2 + \mu r)(c_3 \text{sh } \beta x + c_4 \text{ch } \beta x) \quad (9)$$

$$N = -d_1 \frac{d^3 w_1}{dx^3} - d_2 \frac{dw_1}{dx} = \alpha(d_1 \alpha^2 - d_2)(c_1 \cos \alpha x - c_2 \sin \alpha x) - \beta(d_1 \beta^2 + d_2)(c_3 \text{ch } \beta x + c_4 \text{sh } \beta x) \quad (10)$$

(7) tənliyindən alarıq:

$$(2d_1 \alpha - d_2)^2 = d_2^2 + 4d_1 r \text{ və } d_1 \alpha^4 - d_2 \alpha^2 - r = 0 \quad (11)$$

Burada (5) ifadələrini yazaraq alarıq:

$$(KI - \mu P - \mu m_2 \omega^2 + \mu \tilde{q}_0) \alpha^4 - (m_2 \omega^2 + P + \mu \tilde{q}(1 - \lambda\omega^2) - \tilde{q}_0 + \mu m_0 \omega^2) \alpha^2 - m_0 \omega^2 + \tilde{q}(1 - \lambda\omega^2) = 0 \quad (12)$$

Buradan ümumi halda rəqs tezliyi üçün alarıq:

$$\omega^2 = \alpha^2 \cdot \frac{KI \alpha^2 - (1 + \mu \alpha^2) P + (\mu \alpha^2 + 1) \tilde{q}_0 + \tilde{q} / \alpha^2}{(m_0 + m_2 \alpha^2)(1 + \mu \alpha^2) + \lambda \tilde{q}(1 - \mu \alpha^2)} \quad (13)$$

Əgər sərbəst rəqslərə baxılırsa (yəni  $P=0$ ) məxsusi rəqs tezliyi üçün alarıq:

$$\omega = \alpha \cdot \sqrt{\frac{KI\alpha^2 + (\mu\alpha^2 + 1)\tilde{q}_0 + \tilde{q}/\alpha^2}{(m_0 + m_2\alpha^2)(1 + \mu\alpha^2) + \lambda\tilde{q}(1 - \mu\alpha^2)}} \quad (14)$$

Çubuğun uclarında verilmiş müxtəlif sərhəd şərtləri daxilində  $\alpha$  parametri təyin edilərək, mühitlə təmasda olan çubuğun məxsusi rəqs tezliyi (14) düsturu ilə hesablanır. (14) düsturunda  $\tilde{q}_0 = \tilde{q} = 0$  qəbul etsək, çubuğun mühit olmadıqda məxsusi rəqs tezliyinin hesablanma düsturunu alarıq [10].

Çubuğun hər iki ucunun oynaqılı bərkidildiyi hala baxaq. Bu halda  $x=0$  və  $x=a$  olduqda aşağıdakı sərhəd şərtləri ödənməlidir:

$$w_1 = 0 \text{ və } M = -d_1 \frac{d^2 w_1}{dx^2} - \mu m_0 \omega^2 w_1 = 0 \quad (15)$$

Vəya bunlara ekvivalent olan

$$w_1 = 0 \text{ və } \frac{d^2 w_1}{dx^2} = 0 \quad (16)$$

şərtləri ödənməlidir.

$P \neq 0$  və  $\alpha^2 \neq \beta^2$  olduğuna görə sərhəd şərtlərindən  $c_2=0$  və  $c_4=0$  olur və

$$c_1 \sin \alpha a + c_3 \operatorname{sh} \beta a = 0,$$

$$c_1 \sin \alpha a (d_1 \alpha^2 - r\mu) - c_3 \operatorname{sh} \beta a (d_1 \beta^2 + r\mu) = 0 \quad (17)$$

tənlikləri alınır. Buradan əyintinin sıfırdan fərqli olması üçün (17) sisteminin determinantını sıfıra bərabər edərək alınır:

$$\sin \alpha a = 0 \text{ və ya } \alpha_n = \frac{n\pi}{a} \quad (18)$$

Bu halda (13)-dən məxsusi rəqs tezliyi üçün alarıq:

$$\omega_n = \left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 \sqrt{\frac{KI\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 - \left[1 - \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right] \cdot P + \left(\mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 + 1\right)\tilde{q}_0 + \tilde{q}\left(\frac{a}{n\pi}\right)^2}{\left[m_0 + m_2\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right]\left[1 + \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right] + \lambda\tilde{q}\left(1 - \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right)}} \quad (19)$$

Əgər sıxıcı qüvvə sıfıra bərabərdirsə məxsusi rəqs tezliyi üçün (19)-dan alarıq:

$$\omega_n = \left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 \sqrt{\frac{KI\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 + \left(\mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 + 1\right)\tilde{q}_0 + \tilde{q}\left(\frac{a}{n\pi}\right)^2}{\left[m_0 + m_2\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right]\left[1 + \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right] + \lambda\tilde{q}\left(1 - \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right)}} \quad (20)$$

(20) bərabərliyində  $\tilde{q}_0 = \tilde{q} = 0$  qəbul etsək, mühit olmadıqda qeyri-bircins nano elementlərin məxsusi rəqs tezliklərini tapmaq üçün düstur alarıq:

$$\omega_n = \left(\frac{n\pi}{a}\right)^3 \sqrt{\frac{KI}{\left[m_0 + m_2\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right]\left[1 + \mu\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2\right]}} \quad (21)$$

Əgər (20) bərabərliyində  $\lambda=0$  qəbul etsək, mühitin ətalət təsiri rəqs prosesinə zəif olan hal üçün qeyri-bircins nano elementlərin məxsusi rəqs tezliklərini tapmaq üçün düstur alarıq. (19) və (20) düsturlarından göründüyü kimi mühitin rəqs prosesinə ətalət təsirini nəzərə aldıqda qeyri-bircins nano çubuğun məxsusi rəqs tezlikləri mühit olmadığı halla müqayisədə azalır.

## ƏDƏBİYYAT

1. Zhao Q., Frogley M.D., Wagner H.D: Direction-sensitive stress-mapping with carbon\*nanotube sensors. Compos. Sci. Technol. 2002, V.62, N 1, P. 147-150. 31. Huang J.Y., Chen S., Wang Z. O., et.al.Superplastic carbon nanotubes.Nature. 2006, V.439, N 7074, P:281.
2. Haile J.M. Molecular dynamics simulation. Wiley. 1992. 489p.
3. Bosak A., Serrano J., Krisch M., Watanabe K., Taniguchi T., Kanda LI. Elasticity of hexagonal boron nitride: Inelastic x-ray scattering measurements. Phys. Rev. B. 2006, V.73, N 4, P.041402(4).
4. Tenne R., Rao C.N.R. Inorganic nanotubes. Phil. Trans. R. Soc. Lond., Ser. A. 2004, V.362, N 1823, P.2099-2125.
5. Dai H, Franklin N., Han J. Exploiting the properties of carbon nanotubes for nanolithography. Appl. Phys. Lett. 1998, V.73, N 11, P. 1508(3).
6. Товстик П.Е. Неклассические модели балок, пластин и оболочек. Известия Саратов. Университета. Сер. Математика, Механика, Информатика. 2008, Т.8, В.3, С.72-85.
7. Киттель Ч. Введение в физику твердого тела. М.: Наука, 1978. 792с.
8. Schadler L.S., Giannaris S.C., Ajayan P.M. Load transfer in carbon nanotube epoxy composites. Appl. Phys. Lett. 1998, V.73, N 26, P.3842.
9. Лозовик Ю.Е., Попов А.М. Свойства инанотехнологические применения нанотрубок. УФН. 2007, В.177, N 7, С.786-799.
10. Calvert P. Nanotube composites: A recipe for strength. Nature.1999, V.399, N 6733, P.210-211.
11. Yu M.-F. Fundamental mechanical properties of carbon nanotubes: current understanding and the related experimental studies. Trans. ASME. J, Eng. Mater. Technol. 2004, V.126, N 3, P.271-278.
12. Dai H.I., Wang L., Abdelkefi A., Ni Q. On nonlinear behavior an buckling of fluid-transporting nanotubes. International Journal of Engineering Science.2015,v.87,pp.13-22.
13. Amir Mehdi Dehrouyen-Semnami, Mohammad Dehrouyen, MostafaTorabi-Kafshgari, Mansour Nikkhah-Bahrami. Adamped sandwich beam model based on symmetric-deviatoric couple stress theory. International Journal of Engineering Science.2015,v.92,pp.83-94.
14. Li Li, Yu Jin Hu. Buckling analysis of size-dependent nonlinear beams based on a nonlocal strain gradient theory. International Journal of Engineering Science. 2015, v.97, pp.84-94.
15. Pirmamedov İ.T., Latifov F.S., Radjabov V.G.The Vibration of Non-Homogenous Nano-Micro Elements of The Euler-Bernulli Beam Theory According to The Nonlocal Theory. International symposium of mechanism and machine science (ISMMS-2017), 11-14 september 2017, AzTU,Baku, pp.
16. Пирмамедов И.Т. Параметрические колебания нелинейной и неоднородной по толщине вязко-упругой цилиндрической оболочки, контактирующей с вязко-упругой средой// Вестник Бакинского Университета, серия физико-математических наук, 2008, № 2, ст.88-94
17. Пирмамедов И.Т. Параметрические колебания нелинейной и неоднородной по толщине вязко-упругой цилиндрической оболочки, контактирующей с вязко-упругой средой с учетом трения// Доклад НАНА-а, 2008, № 2, ст.35-42.

UOT:539.3

## ÖZLÜ-ELASTİKİ QRUNTLA DİNAMİK TƏMASDA OLAN SİLİNDRIK QABIQLARDAN İBARƏT İSTİNAD DİVARLARININ SƏRBƏST RƏQSLƏRİ

**Dilqəm QƏNİYEV**

“Azəravtoyol” ASC “Azərbayol elmi tədqiqat layihə İnstitutu”

Azərbaycan Memarlıq və İnşaat Universiteti

Bakı / AZƏRBAYCAN

qanidilqem@gmail.com

### XÜLASƏ

Təqdim olunan məqalədə Hamilton-Ostrogradskinin varyasiya prinsipi əsasında özlü-elastiki qruntlar dinamik təmasda olan iki silindrik qabıqdan ibarət istinad divarlarının sərbəst rəqsləri tədqiq edilmiş, rezonans tezlikləri tapılmış və xarakterik əyriyə qurulmuşdur. **Müəyyən edilmişdir ki**, qruntların özlülüyünün nəzərə alınması onunla kontaktda olan istinad divarının məxsusi rəqs tezliklərini qruntelastiki olduğu halda tapılan məxsusi rəqs tezlikləri ilə müqayisədə azaldır.

**Açırsözlər:** silindrik qabıq, istinad divarı, varyasiya prinsipi, sərbəst rəqs, qruntlar, rezonans tezlikləri, özlü-elastiki.

### СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОБЛЕГЧЕННЫХ ПОДПОРНЫХ СТЕН, СОСТАВЛЕННЫХ ИЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК, КОНТАКТИРУЮЩИХ С ВЯЗКО-УПРУГИМ ГРУНТОМ

#### РЕЗЮМЕ

В предлагаемой статье на основе вариационного принципа Остроградского-Гамильтона решена задача о собственном колебании облегченных подпорных стен, составленных из цилиндрических оболочек, контактирующих с вязкоупругим грунтом. Найденны резонансные частоты и построены характерные кривые зависимости. Установлено, что учет вязкости материала грунта приводит к снижению значения собственных частот по сравнению с собственными частотами колебаний, когда грунт упругий.

**Ключевые слова:** цилиндрическая оболочка, подпорная стена, вариационный принцип, свободные колебания, грунт, резонансные частоты, вязкоупругий.

### OWN OSCILLATIONS OF LIGHTWEIGHT RETAINING WALLS MADE UP OF CYLINDRICAL SHELLS IN CONTACT WITH VISCOELASTIC SOIL

#### ABSTRACT

In the present paper, based on the variational principle of Ostrogradski-Hamilton, the problem of the self-oscillation of lightweight retaining walls composed of cylindrical shells in contact with viscoelastic soil was solved. Resonance frequencies are found and characteristic curves of dependence are constructed. It is established that taking into account the viscosity of the soil material leads to a decrease in the value of natural frequencies compared to the natural frequencies of the oscillations, when the soil is elastic.

**Keywords:** cylindrical shell, retaining wall, variational principle, free oscillations, soil, resonant frequencies, viscoelastic.

Qeyd edək ki, [1 – 5] elmi məqalələrində yatıq qabıqların kontur konstruksiyaları ilə qovuşma məsələləri həll edilmişdir. Yatıq qabıqların momentli nəzəriyyəsinin diferensial tənliklərinin ixtiyari sərhəd şərtləri daxilində həlləri qurularaq, müxtəlif qovuşma məsələlərinin həlli verilmişdir. Diferensial tənliklərin həllərinin əsas hissəsinin ayrılması qaydasının bir variantı [3] elmi məqaləsində təklif olunmuşdur. Bu qaydanın mahiyyəti ondan ibarətdir ki, məsələnin həlli iki toplanın cəmi şəklində qəbul olunmasıdır. Birinci toplanı ikiqat triqonometrik sıralar və

ikinci toplananın isã birqat triqonometrik sıralarla polinomların kombinasıyası Őãklində qãbul olunması imkan verir ki, verilmiş ixtiyarı sãrhãd Őãrtlãri ãdãnilsin.

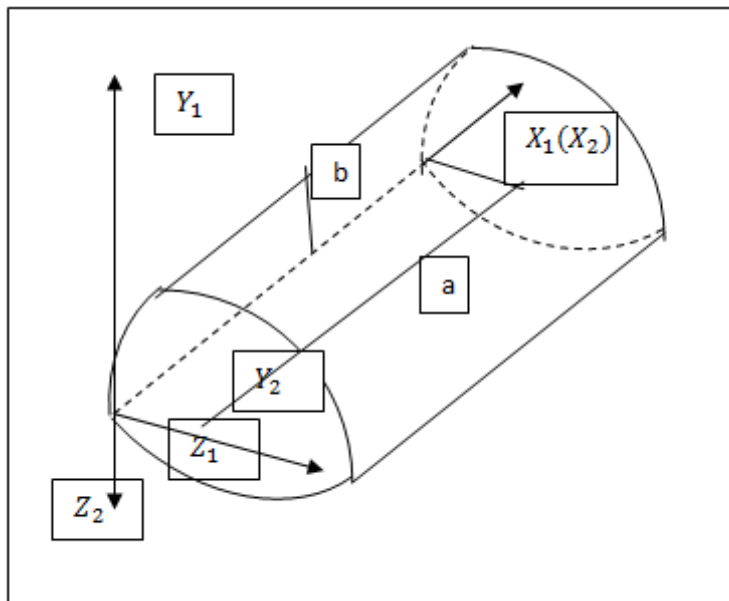
Silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı fãza konstruksiyalarından ibarãt istinad divarlarının hesabı statik hal üçün yerinã yetirilmişdir [6 – 8]. [6] işində silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı fãza konstruksiyaları istinad divarlarının statik deformasiyaları ãyrãnilmişdir. Mãsãlãnin hãllində [1] işində tãklif olunan üsuldan istifadã olunmuşdur. [7] işində müstãvi deformasiya vãziyyetində olan üç silindrik ãrtükdãn ibarãt istinad divarlarının hesabı verilmişdir. Mãsãlãnin hãlli adi diferensial tãnliklãrin hãllinã gãtirilmiş vã hãlli qurulmuşdur. [8] işi tãmãl kimi istifadã olunan silindrik qabıqların divarla qovuşma Őãrtlãrini qrunvun sıxılmada vã sürüşmãdã işini nãzãrã almaqla hesablama metodikasının işlãnilmãsine hãsr olunmuşdur. Hesablama vã tãdqiqatlar silindrik qabıqların momentli nãzãriyyãsi ãsasında aparılmışdır. [10] işində, [11] işində mãsãlãlãri ãz hãllini tãpmışdır.

**Mãsãlãnin qoyuluşu.** Silindrik qabıqların potensial vã kinetik enerjilãrini yazaq [9]:

$$\begin{aligned} \mathcal{Q}_i = & \frac{E_i h_i R_i^2}{2(1-\nu_i^2)} \int_0^{x_i} \int_0^{2\pi} \left\{ \left( \frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial y} - \frac{w_i}{R} \right)^2 + 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x} \left( \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial y} - \frac{w_i}{R} \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{1}{4} \left( \frac{\partial u_i}{\partial y} + \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} dx dy + \frac{Eh^3}{24(1-\nu^2)} \int_0^{x_i} \int_0^{2\pi} \left\{ \left( \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_i}{\partial y^2} + \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial y} \right)^2 - \right. \\ & \left. - 2(1-\nu_i) \left[ \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \left( \frac{\partial^2 w_i}{\partial y^2} + \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial y} \right) - \left( \frac{\partial^2 w_i}{\partial x \partial y} + \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} dx dy + K_i = \frac{E_i h_i}{2R_i^2(1-\nu_i^2)} \int_0^{x_i} \int_0^{2\pi} \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial t_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial t_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_i}{\partial t_1} \right)^2 \right] dx dy \end{aligned} \quad (1)$$

Burada  $i = 1$  istinad divarlarını tãşkil edãn birinci silindrik qabıĝa,  $i = 2$  isã istinad divarlarını tãşkil edãn ikinci silindrik qabıĝa uygundur (Őãkil 1);  $u_i, \mathcal{G}_i, w_i$  - qabıqların yerdãyişmãlãri,  $E_i, \nu_i$  - uyĝun olaraq, silindrik qabıqların materialının elastikiyyãt modulları vã Puasson ãmsalları,  $t_1 = \omega_0 t$ ,  $\omega_0 = \sqrt{\frac{E_i}{(1-\nu_i^2)\rho_i R_i^2}}$ ,  $R_i, h_i$  - uyĝun olaraq, silindrik qabıqların radiusları vã qalınlıqlarıdır.

Őãkil 1. Silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan ãzlü-elastiki qrunvla doldurulmuş istinad divarının sxemi.



**1. Qruntun silindrik qabıqlara təsiri  $q_{xi}, q_{yi}, q_{zi}$  xarici qüvvələri ilə əvəz olunur. Bu qüvvələrin örtüyün nöqtələrinin yerdəyişmələrində gördüyü iş**

$$A_i = - \int_0^{x_i} \int_0^{2\pi} (q_{xi} u_i + q_{yi} \vartheta_i + q_{zi} w_i) dx dy \quad (2)$$

olar.

Nəticədə sistemin tam enerjisi aşağıdakı şəkildə olar:

$$\Pi = \sum_{i=1}^2 (\mathcal{E}_i + K_i + A_i) \quad (3)$$

(1) və (2) ifadələrinə kontakt və sərhəd şərtləri də əlavə edilir. Fərz edəcəyik ki, silindrik qabıqlar bir-birilə elastiki birləşmişdir. Yəni, kontaktda

$$\begin{aligned} w_1(x)|_{y_1=0} &= \vartheta_2(x)|_{y_2=0}; \vartheta_1(x)|_{y_1=0} = w_2(x)|_{y_2=0}; \\ u_1(x)|_{y_1=0} &= u_2(x)|_{y_2=0}; \left. \frac{\partial w_1(x)}{\partial x} \right|_{y_1=0} = \left. \frac{\partial \vartheta_2(x)}{\partial x} \right|_{y_2=0} \end{aligned} \quad (4)$$

şərtləri ödənilir.

Silindrik qabıqların  $x = 0$  və  $x = a$  xətləri üzrə ideal diafraqmalar üzərində oynaya oturduğu qəbul edilir və bu halda sərhəd şərtləri aşağıdakı kimi ifadə olunurlar:

$$u = 0, w = 0, T_1 = 0, M_1 = 0 \quad (5)$$

Burada  $T_1, M_1$  – silindrik qabığın en kəsiyində təsir edən qüvvə və momentdir.

Ostrogradski-Hamilton təsirinin qərarlaşma şərtindən istifadə etməklə silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının məxsusi rəqs tezliklərini təyin etmək tezlik tənliyini almaq olar:

$$\delta W = 0 \quad (6)$$

Burada  $W = \int_{t_0}^{t_1} \Pi dt$  Hamilton təsiridir.  $\delta W = 0$  bərabərliyində variyasiyalama əməliyyatını həyata keçirsək və  $\delta u, \delta v, \delta w$  variyasiyalarının ixtiyari, asılı olmadıqlarını nəzərə alsaq, qrunlarla

dinamik təmasda olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının məxsusi tezliklərini tapmaq üçün tezlik tənliyini alarıq. Beləliklə, qrunlarla dinamik təmasda olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının rəqsləri məsələnin həlli, konstruksiyanın (3) tam enerjisinin, (4) kontakt, (5) sərhəd şərtləri daxilində birgə inteqrallamasına gətirilir.

(2) ifadəsinə daxil olan qrunun silindrik qabıqlara təsiri  $q_{xi}, q_{yi}, q_{zi}$  xarici qüvvələri aşağıdakı şəkildə götürəcəyik:

$$\begin{aligned} q_{xi} = q_{yi} = 0; \quad q_{zi} &= k_1 w_1 - \int_0^t \Gamma(t-\tau) w_1(\tau) d\tau; \\ q_{z2} &= k_2 w_2 - k_s \left( \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_2}{\partial y^2} \right) - \int_0^t \Gamma(t-\tau) w_2(\tau) d\tau \end{aligned} \quad (7)$$

Burada  $\Gamma(t) = A e^{-\psi t}$  - sürüngəclik nüvəsi,  $A, \psi$  – sabitlər,  $k_1, k_2, k_s$  – qrunların uyğun olaraq sıxılmada və sürüşmədə sərtlik əmsallarıdır.



Silindrik qabiğın yerdãyişmãlerini aşığıdaki şãkildã axtaraq:

$$\begin{aligned} u_i &= u_{0i} \cos \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega t_1 \\ \mathcal{G}_i &= \mathcal{G}_{0i} \sin \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega t_1 \\ w_i &= w_{0i} \sin \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega t_1 \end{aligned} \quad (8)$$

Burada,  $u_{0i}, \mathcal{G}_{0i}, w_{0i}$  – namãlum sabitlãr,  $\xi = \frac{x}{a}, t_1 = \omega t, \chi, n = 2k + 1$  – silindrik qabiğın doğurarı vã dairãvi istiqamãtlãrdãki dalğa ãdãdlãridir,  $\theta_i = \frac{\gamma_i}{R}$ ,

$0 \leq \theta_i \leq \frac{3\pi}{4}$ . Bu şãrtlãr ãdãndikdã  $\theta_i = \frac{3\pi}{4}$  sãrhãddindã oynaqlı birlãşmã şãrtlãri ãdãnãcãkdir.

(8) hãllãrini (3)-dã yerinã yazıb, (4) kontakt şãrtlãrini vã (7) ifadãlãrini nãzãrã alsaq,  $u_{02}, \mathcal{G}_{02}, w_{02}$  sabitlãrini  $u_{01}, \mathcal{G}_{01}, w_{01}$  sabitlãri ilã ifadã etsãk, (3) tam enerjisi üçün  $u_{01}, \mathcal{G}_{01}, w_{01}$  sabitlãrinã nãzãrãn iki dãrãcãli çoxhãdli alarıq:

$$\Pi = \check{\varphi}_{11} u_{01}^2 + \check{\varphi}_{22} \mathcal{G}_{01}^2 + \check{\varphi}_{33} w_{01}^2 + \check{\varphi}_{44} u_{01} \mathcal{G}_{01} + \check{\varphi}_{55} u_{01} w_{01} + \check{\varphi}_{66} \mathcal{G}_{01} w_{01}$$

$\check{\varphi}_{11}, \check{\varphi}_{22}, \check{\varphi}_{33}, \check{\varphi}_{44}, \check{\varphi}_{55}, \check{\varphi}_{66}$  ãmsallarının ifadãlãri mürãkkãb olduğundan burada verilmir.

$\Pi$  ifadãsini asılı olmayan  $u_0, \mathcal{G}_0, w_0$  sabitlãrinã nãzãrãn variyasiyalasaq vã asılı olmayan variyasiyaların ãmsallarını sıfıra bãrãbãr etsãk, aşığıdaki bircins cãbri tãnliklãr sistemini alarıq:

$$\begin{cases} 2\check{\varphi}_{11} u_{01} + \check{\varphi}_{44} \mathcal{G}_{01} + \check{\varphi}_{55} w_{01} = 0 \\ \check{\varphi}_{44} u_{01} + 2\check{\varphi}_{22} \mathcal{G}_{01} + \check{\varphi}_{66} w_{01} = 0 \\ \check{\varphi}_{55} u_{01} + \check{\varphi}_{66} \mathcal{G}_{01} + 2\check{\varphi}_{33} w_{01} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

(9) sistemi xãtti bircins cãbri tãnliklãr sistemini olduğundan, onun sıfırdan fãrqlı hãllinin varlığı üçün zãruri vã kafi şãrt onun baş determinantının sıfıra bãrãbãr olmasındır. Nãticãdã aşığıdaki tezlik tãnliyini alarıq:

$$\begin{vmatrix} 2\check{\varphi}_{11} & \check{\varphi}_{44} & \check{\varphi}_{55} \\ \check{\varphi}_{44} & 2\check{\varphi}_{22} & \check{\varphi}_{66} \\ \check{\varphi}_{55} & \check{\varphi}_{66} & 2\check{\varphi}_{33} \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

(10) tãnliyini aşığıdaki şãkildã yazaq:

$$4\check{\varphi}_{11}\check{\varphi}_{22}\check{\varphi}_{33} + \check{\varphi}_{44}\check{\varphi}_{55}\check{\varphi}_{66} - \check{\varphi}_{55}^2\check{\varphi}_{22} - \check{\varphi}_{66}^2\check{\varphi}_{11} - \check{\varphi}_{44}^2\check{\varphi}_{33} = 0 \quad (11)$$

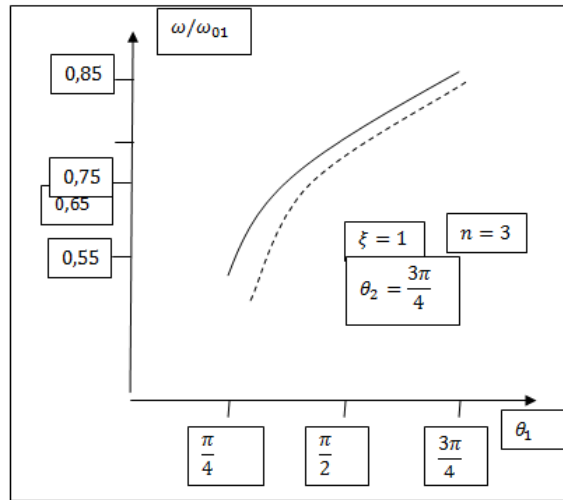
(11) tãnliyi ãdãdi üsulla hesablanmışdır. Mãsãlãnin hãllinã daxil olan parametrlãr üçün aşığıdakılar gõtürölmüşdür:

$$k_1 = k_2 = 7 \cdot 10^8 N/m^2, k_s = 11 \cdot 10^6 N/m^2, \frac{a}{R} = 3, \frac{h}{R} = \frac{1}{6}, \nu_1 = \nu_2 = 0,35.$$

$$\psi = 0,05; A = 0,1615$$

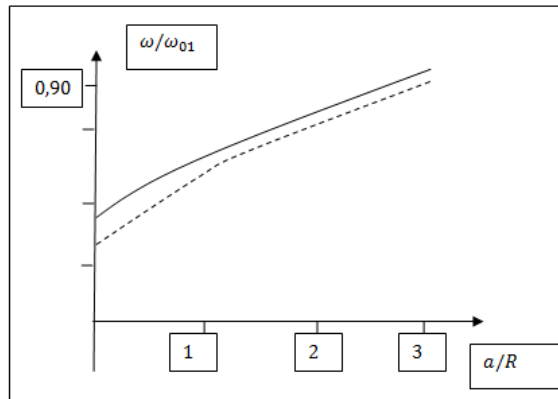
Hesablamaların nãticãsi şãkil 1- dã tezlik parametrimin  $\theta_1$  –dãn, şãkil 2-dã  $a/R$ - nisbãtindãn asılılığı şãkildã verilmişdir. Şãkillãrdãki qırıq xãtlãrlã göstãrilmiş ayrılãrã qrunvun özlü-elastiki model halında tapılmış mãxsusi rãqs tezliklãri, bütöv xãtlãrã isã qrunvun elastiki model halında tapılmış mãxsusi rãqs tezliklãri uyğundur.

Şəkil 2. tezlik parametrinin  $\theta_1$  –dən asılılığı



Şəkil 1- dən göründüyü kimi  $\theta_1$  bucağı artdıqca, tezlik parametrinin qiyməti artır. Eyni qanunauyğunluq şəkil 2-dən göründüyü kimi birinci qruntun sətliyi artdıqda alınır.

Şəkil 3. tezlik parametrinin  $a/R$ - nisbətindən asılılığı



Səkillərdən göründüyü kimi qruntun özlülüyünün nəzərə alınması onunla kontakt da olan istinad divarının məxsusi rəqs tezliklərini qrunt elastiki olduğu halda tapılan məxsusi rəqs tezliklərilə müqayisədə azaldır.

#### ƏDƏBİYYAT

1. Сейфуллаев Х.К.. Об одном методе решения краевых задач пологих оболочек.Изд.Вузов «Строительство и архитектура», №7, Новосибирск, 1975, с.56-61.
2. Сейфуллаев Х.К.. К расчету пологих оболочек с большим прямоугольным отверстием, открытых на упругий контур. Изд.Вузов «Строительство и архитектура», №4, Новосибирск, 1978, с.66-66.
3. Сейфуллаев Х.К.. Об одном методе исследования несущей способности пологих оболочек при больших прогибах. Ст. научных трудов по механике, №4, Баку, 1994, стр.4-7.
4. Сейфуллаев Х.К., Азимов Н.А. К решению уравнений теории пологих оболочек переменной толщины и кривизны при произвольных граничных условиях. Прикладная механика, вып. XVI, №10, Киев, 1980, стр.47-53.
5. Сейфуллаев Х.К., Гусейнли. Расчет пологих ребристых оболочек на основе модели конструктивно-ортотропных систем. Сборник научных трудов по механике, №7, ч. I, 1997, стр. 112-116.
6. D.S.Qəniyev. Silindrik qabıqların istinad divarlarda tətbiqi və hesablanması. Nəzəri və tətbiqi mexanika. Azərbaycan memarlıq və İnşaat Universiteti, Bakı, 2006, № 2, səh.7-10.

7. D.S.Qãniyev.Müstãvi deformasiya halında olan yüngüllãşdirilmış istinad divarlarının tãdqiqi. Nãzãri vã tãtbiqi mexanika.Azãrbycan memarlıq vã İnşaat Universiteti, Bakı,2013, № 1, sãh.43-47.
8. D.S.Qãniyev. Elastiki əsas üzərində outran silindrik qabıqların qovuşma mäsälələrinin həlli. Azãrbycan memarlıq vã İnşaat Universiteti,Elmi əsərlər,Bakı, 2007, № 1,sãh.103-107.
9. И.Я.Амиро, В.А.Заруцкий, П.С. Поляков. Ребристые цилиндрические оболочки. Киев: Науково думка, 1973, 245с.
10. Goldfeld Y,Ejgenberq F.A. On the different formulations in linear bifurcation analysis of laminated cylindrical shells. Int.J.Solds and Struct.2007,44,№25-26, pp.8613-8626.
11. Florea Dora Aglaira Tatiana. The comporative study to regarding at the stress state in the elastik linear field of a structure cylinder-spherical cupola subjected at the interval pressure. Sci. Bull.»Politehn» Univ.Timişoara. Trans.Mech.2007,52, №1,pp.27-30.

UOT 52.47.29

## QAZ QUYULARININ İSTİSMARI PROSESİNDƏ ƏMƏLƏ GƏLƏN QAZ İTKİLƏRİNİN HESABLANMASI

Z.S. QƏDİROV, A.Y.COMƏRDOV, A.A. ŞİRƏLİYEV, Ü.Z. ƏLİYEVA, O.Z. QƏDİRLİ

«Neftqazəlmətdəqiqətləyihə» İnstitutu, «Azneft»İB Qaz Anbarlarının İstismarı İdarəsi

Bakı / AZƏRBAYCAN

alam\_shiraliyev@mail.ru

### XÜLASƏ

Məqalə, Yeraltı Qaz Anbarlarına vurulan və götürülən qazın bir hissəsi texnoloji proseslərə və daxili ehtiyac-  
lara sərf olunmasından, kompressor aqreqatların dayandırılması və boşaldılması zamanı qazın texnoloji itkisin-  
dən, toztutucuların üfrülməsi nəticəsində əmələ gələn qaz itkilərinin təyin olunmasından, separator, qazın təmiz-  
ləyici və quruducu sistemi avadanlığının qaz itkilərindən, şleyf borularında yaranan qaz itkilərindən, ixrac qazı-  
nın nəqlinin etibarlığının təmin edilməsindən, iş prosesində qazın hasilatı, nəqlə hazırlanması, saxlanması zamanı  
yarana bilən qaz itkisinin mənbələrinin müəyyən edilməsindən, qazın texnoloji itkilərindən, qazanxanalarda isti-  
lik enerjisinin istehsalına tələb olunan yanacaq qazının sərfinin hesablanmasından, xaric olunan kondensatın de-  
qazasiyasından yaranan qaz itkisindən, lay sularının atılması zamanı yaranan qaz itkilərindən, Yeraltı Qaz An-  
barlarının daxili ehtiyaclara qazın sərfi normalarının təyindən bəhs olunur.

**Açar sözlər:** Yeraltı Qaz Anbarları (YQA), qaz, texnoloji itki, kəmə, separator, xətti hissə, təzyiç, qoruyucu  
klapan, kompressor, məşəl.

### РАСЧЕТ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОЯВИВШИЙСЯ ПОТЕРИ ГАЗА В ГАЗОВЫХ СКВАЖИНАХ

#### РЕЗЮМЕ

При закачки и откачки газа во внутренних потребностях в Подземных Газовых Хранилищах, одна часть  
газа расходуется в технологических процессах, при остановке компрессорных агрегатов и при разгрузке  
газа компрессорных агрегатов, при разгрузке пылеуловителя потери газа, при продувке пылеуловителя  
определение потери газа, потеря газа в сепараторах и в установке осушке газа, потеря газа в газокollekto-  
рах, при эксплуатации газа, в рабочем процессе добычи, при подготовке транспортировке газа, при хране-  
нии потери газа, технологические потери газа, при разгрузке подпочвенных вод потери газа. Во внутрен-  
них водах в ПХГ определяется расход нормы газов.

**Ключевые слова:** Подземное Газовое Хранилище (ПХГ), газ, технологические потери, линия, сепара-  
тор, часть линии, давление, защитный клапан, компрессор, факел.

### THE CALCULATE OF GAS LOSS DURING EXPLORATION OF GAS WELLS

#### ABSTRACT

The article deals with the consumption of the gas injected into and produced from Underground Gas Storage  
and utilization for internal needs, shutdown of compressor units, technological loss of gas during discharge, iden-  
tification of gas losses as a result of supercharging of dust catcher, gas losses of separator, gas scrubber and drying  
system facilities, gas losses formed in loop pipes, provision of export gas transport reliability, determination of gas  
loss sources during gas production, preparation for transportation, storage in operational process, technological  
loss of gas, calculation of fuel gas-flow rate required for production of heat power in boiler rooms, gas losses for-  
med from de-gassing of exhaust condensate, gas losses formed during removal of produced water, and determi-  
nation of gas flow rate of internal need for Underground Gas Storages.

**Key words:** Underground Gas Storage (UGS), gas, technological loss, pipe, separator, linear part, pressure,  
protection valve, compressor, flame.

Son illər Azərbaycan Respublikasının iqtisadi potensialının gücləndirilməsi istiqamətində bir  
sıra irimiqyaslı layihələr həyata keçirilmişdir. Bu işlərin əsasında duran yeni qaz strategiyası

sayəsində respublikada müasir tələblərə cavab verən hasilat, emal, qaz saxlama və nəqli sistemləri formalaşdırılmış, ölkənin qlobal enerji təhlükəsizliyi sisteminə inteqrasiyası əhəmiyyətli dərəcədə artmışdır. Azərbaycan Respublikası həm təbii qazın ixracatçısı, həm də tranzit ölkə kimi mövqelərini möhkəmləndirməkdədir.

Qaz ehtiyatları sərfinin normalaşdırılması, onlardan səmərəli istifadə olunması və səmərəsiz istifadənin qarşısının alınması əsas amildir. Ölkəmizin təbii sərvətlərindən olan neft və qazdan iqtisadi cəhətdən daha səmərəli istifadə edərək texniki və texnoloji itkilərə, israfçılığa yol verilməməlidir.

Texnoloji qaz itkiləri – yatağın qəbul olunmuş sxemi, abadlaşdırılması və işlənməsi texnologiyası ilə bağlı olan, qazın çıxarılması, hazırlanması və mədən daxili nəqli daxil olmaqla, müasir texnika və texnologiyanın tətbiq olunduğu halda qaçılmaz qaz itkiləridir. Daxili ehtiyaclara qaz sərfi, qəza halları, qəza hallarının aradan qaldırılmasına, texnoloji prosesin pozulması hallarında yaranan qaz itkiləri texnoloji itkilərə aid deyil.

Aktiv həcm – təyin olunmuş texnoloji rejimə uyğun olaraq qaz anbarından hər mövsüm götürülən qaz həcmi.

Bufer həcmi – qaz anbarlarının potensialının saxlanması, istismar quyularının sulaşmasının qarşısının alınması üçün lay – kollektorda saxlanılan qaz həcmidir.

Qazın hasilatı, nəqli, hazırlanması və saxlanması zamanı qazın texnoloji itkilərinin norması – müəyyən dövrdə hasil olunan təbii qaz həcminə uyğun olaraq qazın ehtimal edilə bilən qaçılmaz qaz itkilərini xarakterizə edən elmi - texniki əsaslandırılmış qaz itkisinin miqdarıdır.

Qaz ehtiyatları sərfinin normalaşdırılması, onlardan səmərəli istifadə olunması və səmərəsiz istifadənin qarşısının alınması əsas amildir. Ölkəmizin təbii sərvətlərindən olan qazdan iqtisadi cəhətdən daha səmərəli istifadə edərək texniki və texnoloji itkilərə, israfçılığa yol verilməməlidir.

YQA-larının istismarında mövcud texniki və texnoloji şəraitdə müəyyən həcmdə qazın itkisi labüddür. Bu şəraitdə itirilən qaz itkisi bərpası mümkün olmayan səmərəsiz qaz itkisi hesab edilir.

Hesablamada məqsəd təbii qazın texnoloji itki və daxili ehtiyaclara sərf mənbələrinin təyin edilməsi və mənbələr üzrə texnoloji itkilərin hesablanması müəyyən edilməsidir.

Təbii qaz itkisinin əsas təyini üsulu texnoloji avadanlığın texniki xüsusiyyətlərini, layihə göstəriciləri, sxemləri və həmçinin istismar şəraitinə uyğun faktiki ilkin və statistik məlumatları nəzərə alaraq hesablama – analitik üsuludur.

Qazın texnoloji itkisi əsasən qaz çıxarma avadanlıqlarında, qazın yığılması, hazırlanması və qaz nəqli sistemlərində baş verir. Qazın hasil olunan həcmindən, avadanlıqların texniki və texnoloji vəziyyətindən, həmçinin məhsulun yığılması, hazırlanması və nəqli sisteminin vəziyyətindən asılı olaraq texnoloji itkilərin miqdarını müəyyən etmək olar.

YQA-da vurulan və götürülən qazın bir hissəsi texnoloji proseslərə və daxili ehtiyaclara sərf olunur. Texnoloji proseslərə qaz sərfinin mənbələri - qazlift quyuları, kompressor qurğuları, qazın hazırlanması qurğuları, təmirdən çıxmış və yeni quyular (mənimlənmə prosesi) hesab edilir. Qazın daxili ehtiyaclara sərfinin əsas mənbələri - qazanxana qurğuları və kommunal – məişət qazıdır.

Qazın texnoloji itki, texnoloji proseslərə və daxili ehtiyaclara qaz sərfinə aid hesablama verilmişdir. Hesablamalar faktiki mədən məlumatlarına əsasən müəyyən edilir. Qazın keyfiyyət

göstəriciləri, kimyəvi tərkibi haqqında məlumatlar YQA-nın müvafiq ölçü qovşaqlarından götürülən nümunə əsasında müəyyən edilir.

Yeraltı qaz anbarları sənaye və kommunal – məişət istehlakçılarının etibarlı qaz təminatının ən səmərəli və təhlükəsiz tənzimləyici vasitəsidir.

Lakin yeraltı qaz anbarlarının istismarı zamanı qaytarılmayan itkilər baş verir. Texnoloji proseslərin müasir səviyyəsi bəzi itki və sərf növlərini tam istisna etməyə hələ ki imkan vermir. Onlar müntəzəm olaraq qiymətləndirilməlidir və qaz anbarlarının balansından çıxarılmalıdır.

Yeraltı qaz anbarlarında yaranan qazın itki və sərf miqdarı quyu sayından, şleyf borularının ölçülərindən, kompressor, separator, qazın təmizləyici və quruducu qurğularının ölçülərindən, termodinamika göstəricilərindən və s. asılıdır.

Ümumi halda bütün itki növlərinə səbəb olan aşağıdakılardır:

- quyuların və texnoloji avadanlığın texniki vəziyyəti;
- təmir və profilaktika tədbirlərinin keyfiyyəti, vaxtında yerinə yetirilməsi.

Yeraltı qaz anbarlarının iş dövrü dörd mərhələdən ibarətdir:

- qazın vurulması;
- boşdayanma;
- qazın götürülməsi;
- boşdayanma.

Qazın vurulması və ya çıxarılması, kompressor qurğularının işə salınması və dayandırılması, separasiya, qazın təmizlənməsi və qurudulması vaxtaşırı üfrülmə işləri ilə müşayiət edilir.

Qazın yeraltı anbarlara vurulma mərhələsində qaz itkiləri aşağıda göstərilən texnoloji əməliyyatlar zamanı baş verir[1]:

- profilaktik baxış üçün kompressor aqreqləri və onun kommunikasiyalarından qazın boşaldılması;
- toztutucu, separator, adsorber, filtr, birləşdirici qaz kəməmindən qazın boşaldılması, sonradan maye və bərk cisimlərdən təmizlənməsi məqsədi ilə qazla üfrülməsi;
- vurulma mərhələsindən sonra şleyf borularından qazın boşaldılması.

Qazın yer anbarlarından götürülmə mərhələsində qaz itkiləri aşağıda göstərilən texnoloji əməliyyatlar zamanı baş verir:

- toztutucu, qaz quruducu sistemi və separatorlardan qazın boşaldılması;
- şleyf və birləşdirici qaz kəməmindən qazın boşaldılması;
- toztutucuların qazla üfrülməsi;
- separatorların qazla üfrülməsi;
- təmirdən sonra quyuların üfrülməsi.

YQA-da qaz sərfi aşağıda göstərilən istiqamətlərdə müəyyən edilmişdir:

- kompressor qurğularında yanacaq qazı;
- kommunal – məişət və qazanxana qurğuları üçün yanacaq qazı.

YQA-da texnoloji itki, texnoloji proseslərə və daxili ehtiyaclara tələb olunan qaz sərfinin təyin edilməsi üçün faktiki mədən göstəriciləri toplanır və təhlil olunur.

Yeraltı qaz anbarlarında qazın yığılması və nəqlə hazırlanması prosesində texnoloji qaz itkilərinin bir hissəsi qazgötürmə mövsümündə separatorlardan və toztutuculardan mayenin boşaldılması, daha doğrusu, həmin qurğuların sutkada bir neçə dəfə qazla üfrülməsi vaxtı baş verir.

Separatorların və toztutucuların üfrülməsi nəticəsində əmələ gələn qaz itkilərini təyin etmək üçün onların drenaj borularının uzunluğu və diametri, qazın təzyiqi, üfrülmələrin sayı və müddəti təyin olunur.

Məlumdur ki, kompressorlar növbə ilə bir-bir dayandırılaraq boşaldılır və onlara profilaktik baxış keçirilir. Bu zaman yaranan qaz itkilərini təyin etmək üçün kompressorların hər pilləsinin girişində və çıxışında təzyiq və temperaturalar, boruların və silindrlərin həcmi müəyyən olunur.

YQA-da təmirdən çıxmış quyuların qazla üfrülməsi və quyularda tədqiqat işləri aparılanda atmosferə buraxılan qaz texnoloji itki kimi hesaba alınır.

YQA-da daxili tələbat qazı kompressorların işlədilməsinə sərf olunan yanacaq qazından və işçi sahələrin qızdırıcı sistemlərinə sərf olunan yanacaq qazından ibarətdir.

YQA-larında qazın texnoloji itki və daxili ehtiyaclara sərf normalarının təyini metodikası.

Kompressor aqreqlərin dayandırılması və boşaldılması zamanı qazın texnoloji itkisi

Kompressorların dayandırılması və boşaldılmasında qazın texnoloji itkisi ( $Q_{ks}^1, m^3$ ) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir[2]:

$$Q_{ks}^1 = n \cdot \frac{T_{st}}{P_{st}} \left[ \left( \frac{P_g \cdot V_g}{Z_g \cdot T_g} \right) + \left( \frac{P_\zeta \cdot V_\zeta}{Z_\zeta \cdot T_\zeta} \right) \right] \quad (1)$$

burada,  $V_g, V_\zeta$  – müvafiq olaraq kompressorun girişində və çıxışında kollektorların həndəsi həcmi,  $m^3$ ;

$P_g, P_\zeta$  – müvafiq olaraq kompressorun girişində və çıxışında qazın işçi təzyiqi,  $kqg/sm^2$ ;

$T_{st}$  – standart şəraitdə qazın temperaturu,  $K$ ;

$T_g, T_\zeta$  – müvafiq olaraq kompressorun girişində və çıxışında qazın temperaturu,  $K$ ;

$P_{st}$  – standart şəraitdə qazın təzyiqi,  $kqg/sm^2$ ;

$Z_g, Z_\zeta$  – müvafiq olaraq kompressorun girişində və çıxışında qazın sıxılma əmsali;

$n$  – il ərzində kompressorun dayandırılmasının sayı, ədəd.

Təmir işlərindən əvvəl kompressorların boşaldılması zamanı ümumi qaz itkisi ( $Q_{ks}, m^3/il$ ) hesablandıqda il ərzində təmir olunan kompressorların, təmirlərin (yəni il ərzində dayandırılıb boşaldılmaların sayı) sayı nəzərə alınmalıdır və aşağıdakı düstur ilə hesablanmalıdır:

$$Q_{ks} = Q_{ks}^1 \cdot m \quad (2)$$

Burada  $m$  – quraşdırılmış kompressorların sayı, ədəd.

Separator, toztutucu və digər avadanlığın boşaldılması zamanı qaz itkisi

Separator, toztutucu, qazın təmizləyici və quruducu sistemi avadanlığının, şleyf borularının və birləşdirici qaz kəmərlərinin boşaldılması qaz anbarlarının hər iş mərhələsinin sonunda bir dəfə yerinə yetirilir. Bu vaxtı yaranan qaz itkisi ( $Q_b, m^3$ ) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir[3]:

$$Q_b = V_h \cdot \frac{P_{or} \cdot T_{st}}{Z \cdot P_{st} \cdot T_{or}} \quad (3)$$

burada,  $V_h$  – yuxarıda sadalanan avadanlıq, qurğu və s. həndəsi həcmi,  $m^3$ ;

$P_{st}, T_{st}$  – müvafiq olaraq standart şəraitdə qazın təzyiq,  $kqq/sm^2$  və temperaturu,  $K$ ;

$P_{or}, T_{or}$  – müvafiq olaraq avadanlıqda qazın orta təzyiqi,  $kqq/sm^2$  və orta temperaturu,  $K$ ;

$Z$  – avadanlıqda qazın təzyiq və temperaturuna uyğun olan sıxılma əmsali.

Separator, toztutucu və digər avadanlığın üfrülməsi zamanı qaz itkisi

Separator, toztutucu və digər avadanlığın üfrülməsi zamanı qaz itkisi ( $Q_{üf}$ ,  $m^3/il$ ) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$Q_{üf} = \frac{G}{\rho} \cdot \tau \quad (4)$$

burada,  $G$  – qazın kütlə sərfi,  $kq/s$ ;

$\rho$  – qazın sıxlığı,  $kq/m^3$ ;

$\tau$  – separatorun üfrülmə müddəti, san.

Qazın kütlə sərfi ( $G$ ,  $kq/s$ ) drenaj xəttinin uzunluğundan asılı olaraq aşağıdakı kimi hesablanır:

$$G = A \cdot \sqrt{\frac{P_{i\dot{s}}^2 - P_o^2}{L}} \quad (5)$$

burada,  $P_{i\dot{s}}$  – separatorada işçi təzyiq,  $kqq/sm^2$ ;

$P_o$  – atmosfer təzyiqi,  $kqq/sm^2$ ;

$L$  – drenaj xəttinin uzunluğu,  $m$ ;

$D$  – drenaj xəttinin diametri,  $mm$ .

$A$  – drenaj xəttinin diametrindən asılı olan əmsal (cədvəl 1)

Drenaj xəttinin diametrindən asılı olaraq “ $A$ ” əmsalının qiyməti cədvəl 1-də verilmişdir.

Cədvəl 1. “ $A$ ” əmsalının qiyməti

D, mm	0,05	0,08	0,1	0,15
A	0,8145	2,765	4,93	14,17

Xaric olunan kondensatın deqazasiyasından yaranan qaz itkisi

Kondensatın deqazasiyasından yaranan qaz itkiləri ( $Q_{deq}$ ,  $m^3$ ) aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$Q_{deq} = V_k \cdot F_q \quad (6)$$

burada,  $V_k$  – separatorlardan ayrılan kondensatın miqdarı,  $m^3/il$ ;

$F_q$  – kondensatın qaz faktoru,  $m^3/m^3$ .

$$F_q = K_{kim} \cdot \frac{P_o}{Z} \quad (7)$$

burada,  $K_{kim}$  – qazın kimyəvi tərkibini nəzərə alan əmsal, hesablamalarda  $K_{kim} = 0,96$  qəbul edilir;



$P_o$  – atmosfer təzyiqi, kqq/sm<sup>2</sup>;

$Z$  – qazın sıxılma əmsalı.

Lay sularının atılması zamanı yaranan qaz itkiləri

Separatorlarda ayrılan lay sularında həll olaraq itən qazın miqdarı ( $Q_{l.s}$ , m<sup>3</sup>) aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$Q_{l.s} = V_s \cdot r \cdot \tau \quad (8)$$

burada,  $V_s$  – hesabat dövründə ayrılan lay suyunun miqdarı, m<sup>3</sup>;

$r$  – distillə olunmuş suda həll olan qazın miqdarı, m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>;

$\tau$  – hesabat dövrü, st.

Quyuların və şleyf borularının üfrülməsi zamanı qaz itkisi

Quyuların və şleyf borularının üfrülməsi zamanı qaz itkisi ( $Q_{üf}$ , m<sup>3</sup>) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$Q_{üf} = 396 \cdot D^2 \cdot \frac{P_{or} \cdot \tau \cdot n}{\sqrt{T_m \cdot \rho}} \quad (9)$$

burada,  $D$  – üfrülmə borusunun və ya şamın diametri, m;

$P_{or}$  – üfrülmə borusunun və ya şamın önündə qazın orta təzyiqi, kqq/sm<sup>2</sup>;

$T_m$  – qazın mütləq temperaturu, K;

$\rho$  – qazın sıxlığı, kq/sm<sup>3</sup>;

$\tau$  – üfrülmə müddəti, gün;

$n$  – üfrülmələrin sayı.

YQA-larda daxili ehtiyaclara qazınsərfi normalarının təyini

Kompresor sexlərində yanacaq qazının sərfi ( $Q_{y.q}$ , m<sup>3</sup>/ il) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir[4]:

$$Q_{y.q} = q_{y.q} \cdot m \cdot \tau \cdot k_i$$

burada,  $q_{y.q}$  – kompresor üçün yanacaq qazının sərf norması, m<sup>3</sup>/ st;

$m$  – istismar olunan eyni tipli kompresorların sayı, ədəd;

$\tau$  – il ərzində kompresorun istismar müddəti, st;

$k_i$  – kompresorun istismar əmsalı, 0,65 qəbul olunub.

Kompresorlar üçün yanacaq qazının sərf norması ( $q_{y.q}$ , m<sup>3</sup>/ st) aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$q_{y.q} = k \cdot \frac{N_e \cdot q_e}{G} \quad (11)$$

burada,  $N_e$  – kompresorun gücü, a.g;

$q_e$  – xüsusi effektiv istilik sərfi, kkal/a.q. st;

$G$  – yanacaq qazının aşağı istilik törətmə qabiliyyəti, 8500 kkal /m<sup>3</sup>;

$K$  – kompresor stansiyasının işə salınması və dayandırılması zamanı qaz itkiləri,  $k = 1,05$  qəbul edilir.

KS-in aralıq rejimlərində güc sıxma dərəcəsindən asılıdır. Kompresorun sıxma dərəcəsi aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$\xi = P_{\zeta} / P_g \quad (12)$$

burada,  $P_g$  – kompressorun girişində mütləq təzyiq, MPa;

$P_{\zeta}$  – kompressorun çıxışında mütləq təzyiq, MPa.

Kompressor stansiyalarında olan eyni ölçülü silindrlərin effektiv gücləri aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$N_e = P_1 \cdot n \cdot N_1 + n \cdot 17 \quad (13)$$

burada,  $P_1$  – gücü hesablanan silindrin girişində yanacaq qazının təzyiqi, MPa;

17 – bir silindrdə sürtünmədən itirilən güc, kVt;

$n$  – eyni ölçülü silindrlərin sayı, ədəd;

$N_1$  – qazın kompressor silindrinə sıxma dərəcəsinə uyğun gələn indikator gücü;

Kommunal – məişət və qazanxana qurğuları üçün qaz sərfi.

Kommunal – məişətdə qazın istifadəsi əsasən məişət binaları və iş yerlərinin qızdırılmasına, yemək və isti su hazırlanmasına sərf edilir. Bir cihazın saatlıq qaz sərfi ( $q$ , m<sup>3</sup>/st) aşağıdakı düstur ilə hesablanır:

$$q = \frac{q_n}{G_q} \quad (14)$$

burada,  $q_n$  – cihazın nominal qaz sərfi, kkal/st;

$G_q$  – yanacaq qazının normal şəraitdə aşağı istilik törətmə qabiliyyəti, kkal/m<sup>3</sup>.

Əgər qaz şəbəkəsinə qoşulmuş bir neçə eyni tipli cihaz eyni zamanda istismar edilərsə qaz sərfi ( $Q$ , m<sup>3</sup>/st) aşağıdakı düstur ilə hesablanır:

$$Q = \sum_{i=1}^n K_0 \frac{q_n}{G_q} \quad (15)$$

burada,  $n$  – eyni növ cihazların sayı;

$K_0$  – qızdırıcıların eyni vaxtda işləməsinə nəzərə alan əmsal.

Qazanxanalarda istilik enerjisinin istehsalına tələb olunan yanacaq qazının sərfi qazanların ti-pindən, məhsuldarlığından və sayından asılıdır. Hesabat dövründə bir qazan üçün qaz sərfi ( $Q_q$ , m<sup>3</sup>) PД 015900-102 uyğun olaraq aşağıdakı düstur ilə təyin edilir:

$$Q_q = \frac{b \cdot q \cdot H_{y.q.} \cdot \tau}{K} \quad (16)$$

burada,  $b$  – buxara görə qazanın məhsuldarlığı, t/st;

$q$  – 1 q buxarın istehsalına istilik sərfi, Qkal/t (pasport göstəricisi);

$H_{y.q.}$  – 1 Qkal istiliyin istehsalına yanacaq qazının xüsusi sərf norması,

kq ş.y./ Qkal (pasport göstəricisi);

$\tau$  – hesabat dövründə qazanın işləmə vaxtı, st;

$K$  – natural yanacağın yanma istiliyinin, m<sup>3</sup> şərti yanacağın yanma istiliyinə, kq ş.y. keçid əm-salı, kq ş.y./ m<sup>3</sup>:

$$K = q_{y.q.} / q_{ş.y.} \quad (17)$$

$q_{y.q.}$  – yanacaq qazının aşağı yanma istiliyi, kkal / m<sup>3</sup>;

$q_{ş.y.}$  – şərti yanacağın aşağı yanma istiliyi, 7000 kkal / m<sup>3</sup>.

YQA-lar üzrə qazın texnoloji itki və daxili ehtiyaclara sərfi normalarının proqnoz göstəriciləri, hesablanmış normalar səviyyəsində qəbul edilə bilər. Qazın texnoloji itki və daxili ehtiyaclara sərfi normaları izafi məsrəflərin mənbələrinin müəyyən edilməsinə və qənaətli texnoloji iş rejiminin tətbiqinə təməl yaradacaq.

#### ƏDƏBİYYAT:

1. “Azneft” İstehsalat Birliyinin neftqazçıxarma və “Qaz anbarlarının istismarı” idarələrində qazın texnoloji itki və daxili ehtiyaclara sərfi normalarının təyini üzrə metodik göstərişlər. Bakı, 2015. səh. 37-40
2. Magistral qaz kəmərlərinin istismarında texnoloji ehtiyaclara qaz sərfi normalarının və normativ tələbatın təyin olunma metodikası. SOCAR, “Neftqazəlmütədqiqatlayihə” institutu. Bakı, 2015. səh. 19-23
3. V.D.Aslanov və b. Qalmaz YQA-da qaz disbalansının yaradılmasının səbəblərinin araşdırılması və onun aradan qaldırılması və optimal bufer qaz həcmünün müəyyənləşdirilməsi məqsədilə tədbirlərin işlənməsi. “Neft-qazəlmütədqiqatlayihə” institutunun hesabatı. Bakı, 2010, s.74
4. В.Д. Асланов Перспективы создания Карадагского подземного хранилища газа. Сб. научных тр. Азерб. ГазПИ, Баку, 1994. с.173-177.
5. V.D.Aslanov, M.N.Qurbanov, A.Z.Əbdülhəsənov. Qalmaz yeraltı qaz anbarlarda qaz disbalansı və optimal bufer qaz həcmünün müəyyənləşdirilməsi. Azərbaycan Neft Təsərrüfatı. Bakı, 2012, №4, s. 36-43.
6. Azərbaycan Respublikasının AZS 761 – 2014 sayılı “Yeraltı qaz anbarlarının yaradılması və laydaxili qaytarılmayan qaz itkilərinin qiymətləndirilməsi metodları” Dövlət Standartı Bakı 2014. səh.11-13
7. Коротаев Ю.П., Козлов А.Л., Фиш М.Л., Ставровский Е.Р. Расчеты, проводимые в процессе разработки газовых месторождений. М., «Недра», 1971, с.83-103



## 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*”, Baku, 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 gönderebilir.
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](mailto: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., 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) **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.