



Kompressor qurğularında titrəyişlər (vibrasiya), bunun səbəbləri və minimuma endirilməsi

Mehtiyev Rəşad Murad oğlu
Azərbaycan Texniki Universiteti,
Maşın və mexanizmlər nəzəritməsi kafedrası
E-mail: dr.reshad.mehdiyev@gmail.com

Xülasə. Bu məqalədə vibrasiya haqqında məlumat verilir, onun təhlükəliliyi məsələlərinə toxunulur. Mövcud problemlərdən, səbəblərdən bəhs edilir. Vibrasiya parametrləri izah edilir. Titrəyişlərin insan orqanizminə və avadanlığa zərəri barədə danışılır. Kompresorlarda vibroakustik sınaqların tədqiqatlarının nəticələri təhlil edilir. Kompresor aqreqatının detallarında vibrosürətin orta kvadratik həddinin nominal qiymətləri göstərilir.

Açar sözlər: vibrasiya, porşenli kompressor, AQDKS, vibroyerdəyişmə, vibrosürət, vibrotəcil, tezlik, rəqslər fazası, amplituda, amplituda spektri, təzyiğin pulsasiyası, dinamik təsirlər, ətalət qüvvəsi, qüvvə momentləri, harmonik təhlil, rezonans rejimi, vibrodempirləmə.

Azərbaycan dilinə tərcümədə titrəyiş anlamına gələn vibrasiya (latındilindəki "vibratio" sözündən götürülmüşdür) - cisimlərin mexaniki rəqsidir. Titrəyişin yaranması vaxtaşırı baş verən mürəkkəb texnoloji proseslərin gedişində baş verir. Lakin titrəyişlərin təbii mənbələri də mövcuddur. Belə ki, zəlzələlər, vulkan püskürmələri, qasırgalı küləklər və s. buna misal ola bilər. Titrəyişin süni mənbəyi isə istehsalat obyektlərində müxtəlif mexanizmlər, texnoloji avadanlıqlar, mexaniki qurğular və s. ola bilər. Dünyanın hər bir yerində istehsalat obyektlərində texnoloji proseslər zamanı tez-tez dəyişən parametrlərin (təzyiq, temperatur, sürət, sərf, tezlik və s.) təsirini nəzərə alaraq titrəyişlərin qarşısının alınması üçün mütəmali işlər görülür.

Bir sıra təhlükə potensialı obyektlərdə olduğu kimi avtomobillərə qaz doldurma kompressor stansiyalarında da (AQDKS) əsas texnoloji avadanlıqlar sırasında duran kompressor qurğularının elementlərinə aid olan aparat və boru kəmərlərində titrəyişlərin müəyyən edilmiş normadan yüksək olması olduqca təhlükəli haldır. Bu əksər detalların yeyilməsinə və dağılmasına, avadanlıqların bünövrələrinin və boruların dayaqlarının çökməsinə, arakəsmələrdə çatlar yaranmasına, fləns birləşmələrində, fitinqlərdə kipliyin pozulmasına, qaynaqtikişlərinin çatlamasına, armaturların sınmasına və s. təhlükəli hallara səbəb ola bilər.

Kompressor qurğularında titrəyişlərin əsas mənbələri maşının hərəkət edən hissələrinin kütləsinin

qeyri-tarazlığı, boru xətlərində qaz axınlarının qeyri-bərabərliyi, güclü küləklərin tikinti konstruksiyalarına və texnoloji avadanlıqlara təsiri, həmçinin seysmik hadisələrdir. Bütün bunlarla yanaşı kompressor qurğularının quraşdırılması zamanı özüllərin düzgün qurulmaması, layihə tapşırıqlarına və quraşdırma üzrə mövcud qaydalara riayət edilməməsi də son nəticədə güclü titrəyişlərin yaranmasına səbəb olur. İstismar prosesində kompressorun özünün, həmçinin onun boru kəmərləri sisteminin və sistemlə əlaqəli aparatların dinamik dözümlüliyünü təmin etmək çox zəruridir. Bu isə kompressorlarda vaxtaşırı vibroakustik sınaqların və texniki vəziyyətin vibrodiaqnostikasının aparılması sayəsində mümkündür.

Kompressor qurğularının titrəyiş vəziyyətini qiymətləndirərkən vibroyerdəyişmə, vibrosürət, vibrotəcil, tezlik, rəqslər fazası və digər parametrlərdən istifadə edilir. Vibroyerdəyişmə qurğunun sisteminə daxil olan obyekt və elementlərin nisbi yerdəyişmələrini yaxud deformasiyasını müəyyən etmək baxımından maraqlıdır. Vibrosürətin tapılması titrəyişlərin insan orqanizminə təsirinin qiymətləndirilməsi üçün gərəklidir, belə ki, vibrosürət güc impulsunu və kinetik enerjini müəyyənləşdirir. Vibrotəcildən ətalət (sükunət) qüvvəsinin amplitudasının (rəqslərin tarazlıq vəziyyətindən maksimum yaxud minimum uzaqlaşdığı məsafə) oyanmış təsir güclərinin də əlavə edilməsi ilə kvazistatik sxem üzrə daxili qüvvələrinin təyin edilməsində istifadə olunur.

Titrəyişlərin intensivliyinin qiymətləndirilməsinin daha əlverişli normativ kriteriyası vibrosürətdir. Belə ki, titrəyişin yol verilə bilən təsiri həddində tezliyin artması ilə vibroyerdəyişmə mütənəib olaraq artır, vibrotəcil isə tezliklərin geniş spektri üçün dəyişməz qalır. Həm də tətbiq olunan ölçü cihazlarının etibarlılığı nöqtəyi nəzərdən vibrosürət optimal parametr sayılır. Kompresorda titrəyişlərin səciyyətləndirilməsi üçün əsasən sürət, kontur, rejim, vaxt miqdarı və yağlanma kimi xarakteristikalar təhlil edilir.

Bu məlumatların verilməsindən məqsəd hazırda geniş miqyasda tətbiq edilməyə başlamış sıxılmış metan qazının alınmasında əsas texnoloji avadanlıq olan kompressor qurğularının səmərəli, fasiləsiz və təhlükəsiz



işinin təmin edilməsində əngəl ola bilən titrəyişlərin daim normal səviyyədə saxlanması üçün görülməli olan tədbirlər barədə əlaqədar müəssisələrə tövsiyələr verməkdir. Bu istiqamətdə araşdırmalarımızı davam etdiririk. Sənaye sahələrində istismar olunan avadanlıq və qurğularda titrəyişlər zərərli və faydalı olmaqla iki yerə bölünürlər. Müxtəlif texnoloji əməliyyatları aparmaq, tikinti işlərində istifadə olunan maşın və mexanizmlərdə zəruri və faydalı olan titrəyişləri yaratmaq üçün vibratorlardan istifadə edilir. Müxtəlif təyinatlı mühərriklər, qurğular, turbinlər, nəqliyyat vasitələri və s. istismarı zamanı yaranan titrəyişlər onların iş rejiminin pozulmasına səbəb ola bildiyi üçün zərərli titrəyişlər hesab edilir.

Titrəyişlərin insan orqanizminə təsiri də müxtəlidir, belə ki, bütün orqanizmə təsir göstərsə ümumi, orqanizmin bir hissəsinə təsir göstərsə lokal vibrasiya adlandırılır. Titrəyişlərin bioloji təsiri onun tezliyindən asılıdır. Tezliyi 15 Hs -dək olan rəqslər vestibulyator aparata təsir göstərir. 25 Hs-dək olan rəqslər ayrı-ayrı təkanlar şəklində olub, sümüklərdə və oynaqlarda dəyişikliklər əmələ gətirir. 50 Hs-dən 250 Hs- dək olan rəqslər isə sinir sisteminə təsir edir, damarların spazmasına, vibrasiya xəstəliyinə səbəb olur. Göründüyü kimi həm avadanlıqların istismar müddətinin uzadılması, qəzalarsız və fasiləsiz işin təmin edilməsi ilə yanaşı, insan sağlamlığına təhlükə yaradan bir amil kimi titrəyişlərin səbəblərinin öyrənilməsinə, avadanlıqlarda diaqnostik təhlillər aparmaqla titrəyişlərin minimuma yaxud normal həddə endirilməsinə xüsusi diqqət yetirilməlidir.

Tədqiqatlarımız əsasən hazırda geniş tətbiq olunmağa başlanmış vertikal silindriki porşenli çoxpilləli kompressor qurğuları üzərində aparıldığından titrəyişlər haqqında bütün rəy və təkliflərimiz də adı çəkilən kompressor qurğularına istiqamətlənmişdir. Bunun üçün kompressor qurğusunda vibroakustik sınaqlar aparılmış və vibroölçmə cihazlarının və istehsalçı zavodun qurğuda quraşdırdığı vibroölçü cihazlarının göstəricilərinin vaxtaşırı izlənməsinin nəticələrindən istifadə edilmişdir. Sınaqlar zamanı kompressorun gövdəsinin və yastıqlarının, əlaqələndirici boru xətlərinin və pillələrarası aparatların titrəyişləri tədqiq olunur. Ölçmələr üçün vibroyerdəyişmənin, vibrosürətin, vibrotəcilin maksimal təsir etdiyi nöqtələr seçilmişdir.

Nöqtələrin sayı kompressorun konstruktiv icrası və onunla əlaqəli boru xətləri kommunikasiyasının konfigurasiyası ilə müəyyən edilir. Müayinə olunan obyektə titrəyişlər (rəqslər) bir biri ilə qarşılıqlı perpendikulyar üç istiqamətdə : OX, OY və OZ (OX - kompressorun oxuna paralel, üfüqi istiqamətdə; OY - OX oxuna perpendikulyar, üfüqi istiqamətdə; OZ - şaquli istiqamətdə) üzrə ölçülür.

Konkret olaraq ölçü aparatlarının seçilməsi titrəyişlərin parametrlərinin tipindən və ölçülmə

diapazonundan asılıdır. Bu zaman aşağıdakı tələbləri də nəzərə almaq lazımdır:

- bütün ölçü quruluşlarının pasportları və formulyarları olmalıdır;
- amplituda və tezlik xarakteristikaları bütün işçi diapazonda xətti olmalıdır;
- hər bir sınaqdan əvvəl bütün vibrodəyişdiricilər amplituda və tezlik xarakteristikalarını qurmaqla vibrostenddə ölçü sxeması ilə birlikdə dərəcələnməlidirlər.

Vibrodəyişdiricilərin kütləsi tədqiq olunan qovşağın yaxud detalın kütləsinin 5%-dən artıq olmamalıdır. Vibrodəyişdiricilərin ölçülən obyektə bərkidilmə (vintlə, xomutla, yapışqanla, maqnitlə) sərtliyi vibrodəyişdiricidən və bərkidici quruluşdan ibarət sistemin özünün tezliyinin ölçülən titrəyişin tezliyindən 2- 3dəfə artıq olmasını təmin etməlidir. Obyekt və vibrodəyişdiricini bərkitmə quruluşu arasında elastik araqatın qoyulmasına yol verilmir.

Məsələnin mürəkkəbliyindən asılı olaraq titrəyiş prosesinin qismən yaxud ümumi təhlili aparılır. Qismən təhlil vibrosürətin vibroyerdəyişməyə yaxud vibrotəcilə çevrilməsindən və rəqslərin amplitud spektrinin alınmasından ibarət olub sınaqlar dövründə aparılır. Titrəyiş prosesinin ümumi təhlilinə vibroyerdəyişmənin, vibrosürətin və vibrotəcilin amplitudasının; tezlik və amplituda spektrlərinin; harmonik tərkiblərin faza bucaqlarının; titrəyişin pik və orta qiymətlərinin; vibrosürətin orta kvadratik qiymətinin təyini daxildir. Həddən artıq titrəyişlərə məruz qalan nöqtələrdə titrəyişin spektral təhlili yüksək tezlikli rəqslərin spektrdə üstünlük təşkil etdiyi geniş zolaqlı titrəyişlər barədə düzgün nəticəyə gəlməyə imkan verir.

Tədqiqatlar zamanı titrəyiş və təzyiğin pulsasiyası (döyünməsi) zamanı porşenli kompressorların daşıyıcılıq qabiliyyətinin (məhkəmliyinin) və istismar müddətinin uzadılmasının resursları barədə nəticəyə gəlmək mümkündür. Kompressor qurğularında qurulmuş aralıq aparatlar, tutumlar və onlarla əlaqələndirilmiş boru xətləri titrəyişlərin və təzyiq pulsasiyasının təsirinə daim məruz qaldığından bunların metalında yorğunluq zədələnmələrinin artmasına və qəfil dayanmalara, yorğunluq çatlamalarından dağılma halları riskinin artmasına səbəb olur.

- Kompressor qurğusunda porşenin irəli-geri hərəkəti nəticəsində dinamik təsirlərin qeyri-stasionarlığı yaranır bu isə titrəyiş (vibrasiya) vəziyyətinin yaranması ilə səciyyələndirilir. Bu zaman aşağıda göstərilən hallar əlavə vibrasiya mənbələrinin əmələ gəlməsinə səbəb olur:
- fırlanan F_r və irəli hərəkətdə olan kütlələrin F_s ətalətindən yaranan qeyri- taraz qüvvələr;
 - fırlanan və irəli hərəkət edən kütlələrin M_i ətalətinin qüvvələr momenti;
 - ləngər momenti - M_l ;

- dirsəkli valın hərənləmə rəqsləri;
- silindrlərdə və pillələrarası kommunikasiyalarda qazın təzyiqinin pulsasiyası;
- silindr - porşen qrupuna və klapanlara daxil olan elementlərin hərəkət mexanizmlərinin zərbələri.

Təcrübə yolu ilə çoxsaylı amillərin təsirinin öyrənilməsi ayrı-ayrı parametrlərin qarşılıqlı əlaqəli hərəkətlərinin aşkar edilməsinə imkan vermir. Bu məsələnin mahiyyətə həlli kompressor qurğusunun işinin riyazi modelləşdirilməsi ilə asanlaşdırılır.

Porşenli kompressorların diaqnostikasının xarakterik diqqət çəkən tərəflərindən biri də nasazlıqlar nəticəsində ortaya çıxan silkələnmələr, kütlələrin qeyri-tarazlığından yaranan ümumi titrəyiş halı ilə üst-üstə düşür. Bu isə iki cür yanaşmanın zəruriliyini ortaya qoyur:

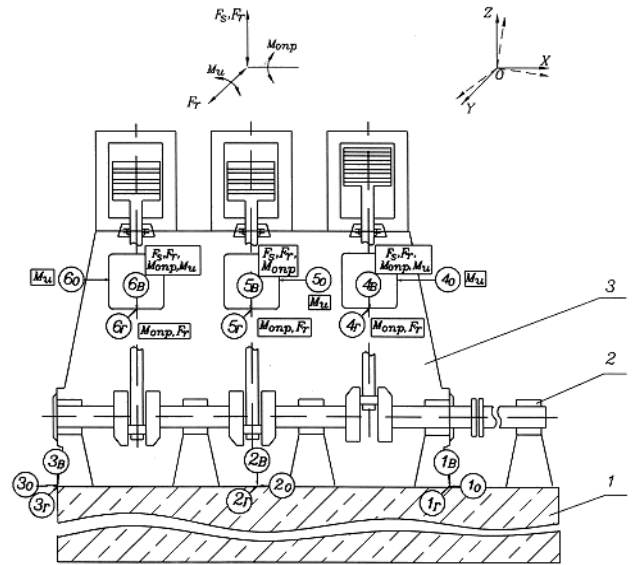
1. kompressorun qeyri- tarazlığından yaranan titrəyişlərin vahid tam halda təhlili;
2. kompressorun qovşaqlarının qüsurlardan yaranan titrəyişlərinin təhlili.

Bu göstərilən yanaşma hallarının hər biri üçün obyektin işinin riyazi modeli işlənilib hazırlanmalıdır.

Kompressor qurğularında titrəyişləri öyrənərkən qeyri-tarazlığın təhlili üçün kompressorun konstruksiyası da az əhəmiyyət kəsb etmir. Silindrlərinin sayı və yerləşmə sxemi, intiqalının gücü, dirsəkli valın fırlanma sürəti müxtəlif olan müxtəlif tipli kompressorlarda aparılan tədqiqatlar da bunu təsdiq edir. Biz nəzəri və eksperimental tədqiqatları CUBOGAS (İtaliya) tipli, 4BVTN/3 markalı, üç pilləli, məhsuldarlığı 2500 m³ /saat, son sıxma təzyiqi 250 bar (25,0 MPa), elektrik mühərrikinin gücü 450 kW, fırlanma tezliyi dövr/dəqiqə olan kompressor qurğusunda apararaq bunların nəticələrinə dair məlumatları nəzərinizə çatdıracağıq. Bu kompressorlar Azərbaycan Respublikası, Bakı şəhəri, Zığ - Hövsan yolunun sol tərəfində yerləşən, "SOCAR-CNG" MMC -yə məxsus avtomobillərə qaz doldurma kompressor stansiyasında (AQDKS) quraşdırılmış və istismar olunmaqdadır. Porşenli kompressorda

titrəyişlərin ölçüldüyü nəzarət nöqtələrinin sxemi aşağıda verilir.

Kompressor mexanizminin hərəkətinin iş dövründə ətalət qüvvəsinin və qüvvə momentlərinin hesabı kinostatik metoddan istifadə etməklə aparılır. Alınmış asılılıqların harmonik təhlili əsas həmahəngliyə (harmonikaya) aşağıdakı cədvəldə göstərilmiş bu və ya digər faktorun təsirini müəyyən etməyə imkan verir.



Şəkil 1.

- 1 - 6 - nəzarət nöqtələri (NN)
- 1 - bünövrə (özül)
- 2 - elektrik mühərriki
- 3 - kompressorun dəzqah çatısı

Cədvəl 1. Titrəyiş spektrinin aşağı tezlikli təhlili

Nəzarət nöqtəsi	Titrəyişin ölçülmə istiqaməti	Təsir edən amillər (faktorlar)	Harmonika (həmahənglik)	Qeydlər
4, 6	Şaquli (Ş)	F_r, F_s M_i M_{long}	I, II I, II I....VI	Boş-boşuna rejim.III harmonika Boş-boşuna rejim. III harmonika
	Horizontal (H)	M_{long}	I....VI	
	Ox üzrə (O)	F_r M_i	I I, II	



5	Şaquli (Ş)	F_r, F_s $M_{l\text{əng}}$	I, II I.....VI	Boş-boşuna rejim. III harmo- nika Boş-boşuna rejim.III harmo- nika
	Horizontal (H)	F_r $M_{l\text{əng}}$	I I.....VI	
	Ox üzrə (O)	M_i	I, II	
1, 3	Şaquli (Ş)	F_r, F_s $(M_i)^1$	I, II I, II	
	Horizontal (H)	F_r	I	
	Ox üzrə (O)	$(M_i)^1$	I, II	
2	Şaquli (Ş)	F_r, F_s	I, II	
	Horizontal (H)	F_r	I	
	Ox üzrə (O)	-	-	

Nəticələr göstərir ki, qeyri-taraz qüvvələrin və momentlərin II harmonikasını şatunun məhdud uzunluğu nəticəsində əmələ gəlir. Ləngər momentində bu faktor III harmonikada nəzərə alınır. Kompresorun qeyri - tarazlığının tədqiqatları həm iş və həm də boş-boşuna rejimlərdə aparılmışdır. Bu zaman müəyyən olunmuşdur ki, axırncı halda ləngər momenti $M_{l\text{əng}}$ əsasən III harmonika ilə səciyyələndirilir yaxud xarakterizə edilir. Titrəyişin müxtəlif mənbələrinin təsiri kompresorun dəzgah çətisinin özüllə birlikdə mürəkkəb tərpənmə hərəkətinə gətirib çıxarır. Şəkil 1- də qeyri-taraz qüvvələrin və momentlərin təsir istiqamətləri göstərilmişdir. Qeyd etmək lazımdır ki, ətalət qüvvəsinin qeyri - taraz momentlərinin təsirindən titrəyişlərin amplitudası datçikin özülün bünövrəsinin səviyyəsindən yerləşmə hündürlüyü artdıqca yüksəlir : $M_i > (M_i)^1$. Buna görə də onlara dəzgah çətisinin pəncərələrində (NN 4 -6) nəzarət etmək tövsiyyə edilir. Əksinə momentlərin zərərli təsirindən qurtarmaq məqsədilə, ətalət qüvvəsini qiymətləndirmək üçün ölçmələri mümkün olduqca özülün bünövrəsinə yaxın orta nöqtədə (NN -2) aparmaq lazımdır. Aşağıda verilmiş cədvəldə (cədvəl 2) kompresorun vibrosürətinin orta kvadratik qiymətləri (OKQ) verilmişdir. Bu cədvəldən görünür ki, kənar nöqtələrdə (NN 4 - 6) şaquli titrəyişin qiyməti demək olar ki, eynidir və orta nöqtədən (NN -5) xeyli çoxdur. Bu onunla izah edilir ki, M_i (ətalət qüvvəsi)-nin təsiri altında kompresorun dəzgah çətisi özüllə birlikdə XOZ müstəvisindəki (şəkil 1) orta nöqtəyə nisbətən yırğalanma hərəkətləri edir. Üfüqi istiqamətdə NN 4- 6 -da titrəyişin II və III harmonikaya qədər xarakterik artımı müşahidə edilir ki, bu da qismən ləngər momentinin $M_{l\text{əng}}$ təsiri ilə baş verir. Beləliklə, kompresorun kontur xarakteristikasının təhlili onun qeyri -tarazlıq dərəcəsini və titrəyişin əsas mənbəyini təyin etməyə, habelə onun azaldılması üzrə tövsiyələrin işlənməsinə imkan verir.

Kompresorun müxtəlif nöqtələrində titrəyişlərin amplitudasının hesabı məxsusi tezliklər, sərtlik xarakteristikaları və özülün həndəsi parametrləri, həmçinin suxurun xassələri nəzərə alınmaqla aparılmalıdır. Porşenli kompressorların digər özəlliyi dövrü yüklənmələrin dəyişməsi şəraitində hərəkətdə olan mexanizm qovşaqlarının öz funksiyasını yerinə yetirməsidir. Bu onlarda zərbələrin yaranmasına səbəb olur. Müştərək zərbələrin sürətinin və hər bir qoşulma üçün zərbə impulsların baş verməsinin müddətinin hesabı onların vibroakustik siqnalda ayırd etməyə imkan verir.

Cədvəl 2. Kompresor dəzgahının pəncərələrində vibrosürətin orta kvadratik qiymətinin (OKQ) nominal qiymətləri, mm/san

Nəzarət nöqtəsi	Titrəyişin ölçülmə istiqaməti	Harmonika				
		1	2	3	4	5
4	Ş	0,15	0,06	0,037	0,01	0,02
	Ü	0,03	0,07	0,04	0,06	0,04
	O	0,39	0,16	0,046	0,07	0,04
5	Ş	0,018	0,028	0,04	0,013	0,014
	Ü	0,02	0,08	0,09	0,08	0,05
	O	0,35	0,17	0,05	0,07	0,04
6	Ş	0,13	0,063	0,044	0,037	0,0056
	Ü	0,02	0,07	0,1	0,08	0,05
	O	0,35	0,16	0,04	0,06	0,04



Nəticə etibarlı ilə hərəkət edən birləşmələrdə ara məsafəsinə nəzərə almaqla porşenli kompressorun hərəkət mexanizminin dinamik təhlil edilməsi qarşıya qoyulmuşdur. Bu məsələ ilə yəni mexanizmlərin ara məsafə ilə dinamikasının tədqiqi ilə bir çox alimlər XX əsrin ikinci yarısında məşğul olmuşlar. Lakin aparılmış tədqiqat metodları ayrı-ayrı bəndlərin (təmasda olan və sərbəst hərəkət edən detalların toqquşmaya qədər) bütün növ hərəkətlərinin dinamikasını tam təsvir etməyə imkan verməmişdir. Buna görə də məsələnin həlli Laqranj tənliyinin köməyi ilə həll edilmişdir:

$$\frac{d\partial T}{dt\partial q_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j + Q_j^R \quad (j = 1, 2, \dots, r),$$
$$Q_j^R = \sum_{a=1}^s \lambda_a \frac{\partial f_a}{\partial q_j},$$

burada λ_a - a rabitəsinin reaksiyasını xarakterizə edən vurğu; T - mexaniki sistemin kinetik enerjisi (kompressorun hərəkət mexanizminin), Q_j^R və Q_j - uyğun olaraq reaktiv və aktiv qüvvələrin məcmusu; f_a - a rabitəsinin detalların təmas hərəkətinin tənliyi; r - ümumiləşdirilmiş koordinatların sayıdır.

Bununla belə ümumiləşdirilmiş koordinatlar kimi (q_j) bir-birinə bağlanmış detalların ara məsafəsi sahəsindəki nisbi hərəkətinə və dirsəkli valın dönmə bucağına baxılmışdır. Ara məsafələri "porşen - silindr", "kreyskopf başmağı - istiqamətləndirici" qovşaqlarında, həmçinin kreyskopf şatun sürüşmə yastıqları arasında nəzərə alınmışdır. Tənliyə reaktiv hərəkəti təşkil edən Q_j^R -nin daxil edilməsi eyni bir asılılığın köməyi ilə mexanizmin vibrozərbə rejimində bütün iş dövrünü təsvir etməyə imkan verir. İşlənmiş riyazi model artıq reallaşdırılmış və onun köməyi ilə müxtəlif tipli porşenli kompressorların kinematik və dinamik parametrləri tədqiq olunmuşdur. Hesabatların nəticələrinin təhlili göstərdi ki, bütün tədqiq olunan qovşaqlarda zərbələr əsasən hərəkətsiz vəziyyətdə olan hissələrdə özünü büruzə verir. Riyazi modelin adekvatlığını yoxlamaq məqsədi ilə sürütmə qovşaqlarının müvafiq yeyilmə (köhnəlmə) vəziyyətlərində kompressorun vibroakustik eksperimental tədqiqatları aparılmışdır. Alınmış nəticələr təsdiq edir ki, vibrosiqnalın və onun statistik funksiyalarının vaxt etibarlı ilə reallaşmasında impulsların vəziyyəti, şatun yastıqlarında, kreyskopf qovşağında və silindr-porşen qrupunda zərbələrin əmələ gəlməsinin hesabat yolu ilə təyin edilmiş vaxtla uyğundur.

Amplituda spektrində informativ diaqnostikanın əlamətlərini üzə çıxarmaq üçün, modelləşdirmənin nəticələri üzrə zərbələşmə qüvvəsinin spektri müəyyən edilmişdir:

$$P(k) = \frac{2\tau P_{max} T}{\pi} \cdot \frac{\cos\left(\frac{k\pi\tau}{T}\right)}{(T)2-4 K2\cdot\tau2} \quad (k = 0, 1, 2, \dots, \infty)$$

burada T - zərbənin getmə dövrü; P_{max} - zərbənin maksimal gücü; τ - zərbələşmə vaxtı; k - harmonikanın nömrəsidir.

Harmonika nömrəsindən tezliyə keçid formulu belədir:

$$\omega = k / T \quad (\text{Hers}).$$

Vibrasiya ilə mübarizə metodları kompressor qurğularının və aqreqlarının istehsalat şəraitində titrəyişləri təsvir edən tənliklərin təhlilinə əsaslanaraq həyata keçirilir. Təhlilin sadəliyi üçün belə hesab edək ki, bu sistemə sinusoidal qanun üzrə ölçüsü müxtəlif olan qüvvələr təsir edir. Onda bu sistemin titrəyişlər tənliyi bu şəkildə olacaqdır:

$$mX_{vt} + \mu X_{vs} + qX = F_m \varepsilon$$

burada m - sistemin kütləsi; q - sistemin sərtlik əmsalı; X - vibrodəyişmənin cari qiyməti; X_{vs} - vibrosürətin cari qiyməti; X_{vt} - vibrotəcilin cari qiyməti; F_m - məcbur edən qüvvənin amplitudası; ε - məcbur edən qüvvənin bucaq tezliyidir.

Bu tənliyin ümumi həlli düsturu iki toplanandan ibarətdir: birinci toplanan sistemin sərbəst titrəyişlərinə uyğundur və bu halda sistemdə sürütmə olduğundan sönüb gedir, ikinci toplanan isə məcburi yaranmış titrəyişlərə uyğundur. Vibrodəyişmələri kompleks şəkildə ifadə edərək, X_{vs} və X_{vt} -nin müvafiq qiymətlərini yuxarıdakı formulada yerinə qoyaraq vibrosürətin amplitudası və məcbur edən qüvvə arasında qarşılıqlı nisbəti tapırıq:

$$V_m = \frac{F_m}{\sqrt{\mu^2 + (m\varepsilon - \frac{q}{\varepsilon})^2}}$$

Bu ifadənin məxrəci məcbur edən dəyişən qüvvəyə sistemin göstərdiyi müqaviməti xarakterizə edir və titrəyiş sisteminin tam mexaniki impedansı adlanır. μ kəmiyyəti bu müqavimətin aktiv,

$(m\varepsilon - \frac{q}{\varepsilon})$ isə reaktiv hissəsini təşkil edir. Sonuncu iki müqavimətdən - elastik $(\frac{q}{\varepsilon})$ və inersiya (ətalət) - $m\varepsilon$ ibarətdir.

Reaktiv müqavimət rezonans zamanı sıfıra bərabərdir, $\varepsilon = \varepsilon_0 = \sqrt{q/m}$ tezliyinə uyğundur. Bununla da sistem məcbur edən qüvvəyə yalnız sistemin aktiv itkilərinin hesabına müqavimət göstərir. Bu rejimdə titrəyişlərin amplitudası kəskin artır. Beləliklə tənliklərin həllinin təhlilindən belə nəticə çıxır ki, maşın və avadanlıqların, o cümlədən kompressor qurğularının titrəyişləri ilə əsas mübarizə metodlarına aşağıdakılar daxildir:

1) Yarandığı (oyandığı) mənbəyə təsir etməklə titrəyişlərin azaldılması (oyanmaya məcbur edən qüvvələrin azaldılması ilə);



- 2) Titrəyən sistemin kütləsinin, yaxud sərtliliyinin səmərəli seçilməsi yolu ilə rezonans rejimindən qurtarmaqla;
- 3) Vibrozəiflətmə (vibrodempfləmə) - titrəyən konstruktiv elementlərin rezonansa yaxın tezliklərdə titrəmələri zamanı dissipativ qüvvələrin artırılması yolu ilə;
- 4) Dinamiki vibrosəndürmə - müdafiə olunan obyektə titrəmələrin genişlənməsinə imkan verməyən sisremlərin qoşulması;
- 5) Vibroudulma - konstruksiyada daxili sürtünmə proseslərinin gücləndirilməsi yolu ilə titrə azaldılması; bu zaman vibroenerji geriyyə dönmədən istilik enerjisinə çevrilir;
- 6) Vibrozolyasiya - titrəyiş mənbəyi ilə müdafiə olunan obyekt arasında elastik quruluşun-vibroizolyatorun qoyulması.

Ədəbiyyat

1. Методические рекомендации по проведению виброакустических испытаний центробежных компрессоров. Черкассы: НИИТЭХИМ 1985 г.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации поршневых компрессоров работающих на взрывоопасных и токсичных газах
3. Рахмилевич. Компрессорные уста новки. "Химия" 1989 г.
4. Краткий справочник по охране и гигиене труда. Баку 1996 г.
5. Ф.Г. Гайнуллин, А.И. Гриценко и др. Природный газ как моторное топливо на транспорте. Москва, Недра 1986 г.
6. Научно-технические проблемы обеспечения автотранспорта сжатым природным газом в качестве моторного топлива, 1982 г. ВНИИГАЗ.
7. AZS 859- 2015 (ISO/DIS 16923.2:2015) "Təbii qaz yanacaq doldurma məntəqələri - sıxılmış təbii qazla (STQ) işləyən nəqliyyat vasitələrinin yanacaq doldurma məntəqələri". Bakı 2015 - ci il.
8. Пластинин П.И. "Теория и расчет поршневых компрессоров". Агропромиздат 1987 г.
9. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных Министерства Газовой промышленности. Мингазпром 1985 г.
10. Бернадский С.А. "Снижение вибрации и шума поршневых компрессоров". Судостроение 1990 г.