

PİSTONLU KOMPRESSORUN KLAPANININ RESURSUNUN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ

Məsələnin aktuallığı. Pistonlu kompressorların tətbiq sahələri çox genişdir. Aşağı təzyiqli neft qazını yığmaq və mədən daxili nəql etmək üçün NQK-7/1-5 tipli iki yırğalanan silindri olan elektrik intiqallı kompressor qurğusu istifadə olunur (şəkil 1).

Məhsuldarlığı $7 \text{ m}^3/\text{dəq}$ olan bu qurğu cəmt qazını $0.08\text{-}0.12 \text{ MPa}$ təzyiqdə soraraq onun təzyiqini 0.5 MPa təzyiqə qədər qaldırır. Bu kompressorların istilik şəraiti, məhsuldarlığı və xüsusi enerji sərfi əsasən klapanların normal işi ilə müəyyən edilir. Klapanın işinin etibarlılığı qapayıcı elementin materialının düzgün seçilməsindən və keyfiyyətindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır.

Məsələnin qoyuluşu. Verilmiş istismar şəraitində pistonlu kompressorun klapanının imtinaya qədər işləməsi üçün qapayıcı elementin materialını əsaslandıraraq seçmək la-



Şəkil 1. İki yırğalanan silindrlı ikitəsirli pistonlu kompressorun ümumi görünüşü.

zımdır. Qapayıcı elementin əsas konstruktiv parametrlərinə onun materialı və həndəsi xüsusiyyətləri daxildir. Klapanın verilmiş konstruktiv parametrlərinə uyğun istifadəsin-

də bağlayıcı elementin (lent) materialını seçmək üçün aşağıdakı şərt təklif olunur (1):

$$\sigma_{ii} < \begin{cases} \sigma_R \\ [\sigma_{ay}] \end{cases} \quad (1)$$

burada σ_R – dözümlülük həddi; $[\sigma_{ay}]$ – əyilmə gərginliyinin buraxıla bilən həddi.

Göstərilən bərabərsizlik üç mümkün olan variantı təsvir edir:

- Əgər cari gərginlik $\sigma_{ay} < \sigma_R$ şərtini təmin edərsə, klapanın verilmiş konstruksiyaya uyğun materialdan hazırlanmış qapayıcı element praktiki olaraq sonsuzluğa qədər işləyəcəkdir.
- Əgər σ_{ay} cari gərginliyi $\sigma_{ii} > [\sigma_{ay}]$ şərtini təmin edərsə cari gərginlik $[\sigma_{ay}]$ qiymətini keçən kimi qapayıcı orqan sıradan çıxacaq. Buna görə də klapanın verilmiş konstruktiv-texnoloji parametrlərində qapayıcı elementin seçilmiş materialından istifadə etmək rəşional deyil.
- Əgər cari gərginlik $\sigma_R < \sigma_{ii} < [\sigma_{ay}]$ şərtini təmin edərsə belə halda qapayıcının materialı tsiklik elastoplastik deformasiyaya məruz qalır. Materialda tsiklik deformasiya olduqda, yorğunluq plastik deformasiyasının cəmlənməsi baş verir ki, bu da materialda yorulma nəticəsində mikro çatların yaranmasına səbəb olur.

Materialda mikro çatlar böyüyür, birləşir, makroçatlara çevrilərək yorğunluq çatları əmələ gətirir ki, bu da detalın sıradan çıxmasına səbəb olur.

Detalların milyonlarla teikl yüklənməyə məruz qala biləcəyi şərtlər daxilində (yüklənmənin növü, gərginlik konsentrasiyası, səthi bərkitmə üsulu və s.) verilmiş materialın yorğunluq həddinin qiymətini bilmək lazımdır. Bu halda yorğunluq əyriləri o qədər də vacib deyil, lakin yorğunluq həddinin aşmasına səbəb olan həddən artıq yüklənmənin baş verməsinə əmin olmaq lazımdır.

Yüksək dövrəli yorğunluq üçün ən çox istifadə edilən Basken yaxınlaşmasıdır:

$$N(S) = \frac{C}{S^m} \quad (2)$$

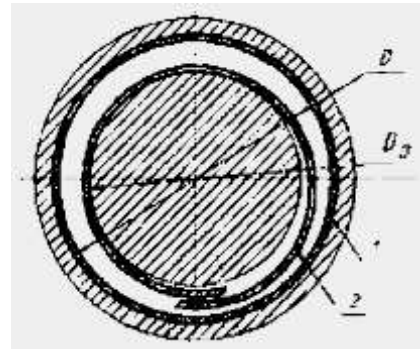
burada S – yükləmə dövründəki gərginlik dia-

pazonu $S = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$; C – sabit olub, konkret materiala və ya onun vəziyyətinə şamil edilir; $m - N(S)$ əyrisinin (loqarifmik koordinatlarda) əyilmə bucağını xarakterizə edən parametrdir. Bu qiymət $m = 3 \dots 8$ səviyyəsindədir. Daha kiçik qiymətlər $m = 3 \dots 5$ maşın hissələri və qaynaq birləşməli konstruksiyaların tələblərinə uyğundur. Daha böyük qiymətlər hamar səthli (cilalanmış) maşın hissələrinin və nümunələrin tələblərinə uyğundur.

Yorğunluq həddi sınaq zamanı aşkar edilən materiallar (məsələn, poladlar) üçün və konstruksiyanın istismar yüklənməsinin xarakteri onu nəzərə almağa imkan verir, onda (2) düsturu aşağıdakı şəkildə formalaşdırılmalıdır:

$$N(\sigma) = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \right)^m = N_0 K \quad (3)$$

burada $N_0 - \sigma_{-1}$ yorğunluq həddinə uyğun gələn yükləmə dövrlərinin sayı (simmetrik tsiklik yükləmə altında); σ_a – gərginliyin amplitudası.



Şəkil 2. Klapanın kəsilməmiş halqasının (lent) deformasiya sxemi:

1 – klapan bağlıdır; 2 – klapan açıqdır; D_0 – klapan məhdudlaşdırıcısının diametri (klapan yəhərinin pazının daxili diametri); D – klapan yəhərinin pazının xarici diametri.

Eyni materialdan hazırlanmış nümunələrin və konstruksiyaların yorğunluğa qarşı müqaviməti səthin vəziyyətindən (kobud işlənmiş və ya diqqətlə cilalanmış), yüklənmə növü və gərginlikli vəziyyətinin növündən (oxboyu dartılma-sıxılma və ya tsiklik əyilmə, fırlanma zamanı əyilmə), yükləmə sabit komponentin olmasından (yüklənmənin asimetrisi), mü-

hitin rolundan, temperaturdan və s. asılıdır.

Maşınqayırmada poladlar üçün S.V. Sørensenin tətbiq etdiyi aşağıdakı ifadə istifadə olunur:

$$\sigma_R = \sigma_{-1} - \psi \sigma_m \quad (4)$$

burada σ_m – materialın orta gərginliyə həssaslığı əmsalı; σ_0 – pulsasiyalı dartılmada, yəni $R=0$ olduqda yorğunluq həddi, möhkəmliyi aşağı olan poladlar üçün: $\psi = 0.1 - 0.2$; və yüksək möhkəmlikli poladlar üçün: $\psi = 0.2 - 0.3$.

Pistonlu kompressorun düzbucaqlı en kəsiyə malik kəsilmiş halqa şəklində hazırlanmış klapanının qapayıcı elementinə baxaq.

Pistonlu kompressorlar üçün klapanlarında qapayıcı element yüksək iş qabiliyyətini və optimal texniki-iqtisadi parametrləri təmin edən xüsusiyyətlərə malik olmalıdır. Bu parametrlərə həm kompressor klapanının qapayıcı elementinin plitəsinin (yayın) qalınlığı, həm də onun hazırlandığı material daxildir. Klapanın yüksək uzunömürlüyü və təmirə yararlılığı xüsusilə vacibdir, çünki onlar kompressorun digər hissələrinə nisbətən daha tez-tez sıradan çıxır.

Klapanın qapayıcı elementi sabit amplituda qiyməti və yüklənmə tsikli müddətində əyilmə gərginliyinin təsirinə məruz qalır.

Ümumi təyinatlı pistonlu kompressorlarda pazının diametri 100-dən 320 mm-ə qədər və lentin qalınlığı 0.3÷0.5 mm olan klapanlardan istifadə olunur.

Xarici diametri 100 mm olan və 65Г poladdan hazırlanmış klapanın pazında yerləşdirilmiş qapayıcı elementini (lent) nəzərdən keçirək. Termiki emalla möhkəmləndirildikdən sonra yağda soyudulan 65 Г polad üçün $\sigma_{-1} = 340 \text{ MPa}$ və $[\sigma_{\text{ay}}] = 210 \text{ MPa}$. Lent hamar bir səthə malikdir, orta möhkəmliyə malik poladdır, buna görə də $\psi = 0.2$ qəbul edirik.

Onda (4) ifadəsinə görə

$$\sigma_R = 340 - 0.2 \cdot 135 = 313 \text{ MPa}$$

Qapayıcı elementin həndəsi parametrləri möhkəmlik əmsalı ilə ifadə edilə bilər

$$\chi = \frac{D_k}{h},$$

burada $D_k = D$ klapanın quraşdırmadan əvvəl lentdən olan halqanın diametridir.

Güc faktorlarının qiyməti ilə fərqlənən qapayıcı elementin iki konstruktiv variantını müqayisə edək: $\chi_1 = 100$ və $\chi_2 = 50$.

Birinci halda, əməliyyat zamanı qapayıcı element əyilmə gərginliyinə məruz qalır, onu (1) düsturu ilə hesablamaq olar.

$\sigma_{ii} = 238 \text{ MPa}$ buna görə də $\sigma_{ii} < \sigma_R$ şərti təmin edilir və iş tsikllərinin sayı.

$$N = \left(\frac{340}{210} \right)^6 \cdot N_0 = 18 N_0$$

burada N_0 – qiyməti simmetrik tsiklə uyğundur.

İkinci halda, $\chi_2 = 50$ -də $\sigma_{ii} = 532 \text{ MPa}$ dəyəri, yəni $\sigma_R < \sigma_{ii} < [\sigma_{\text{ay}}]$ şərti təmin edilir və iş tsikllərinin sayı

$$N = \left(\frac{340}{532} \right)^6 \cdot N_0 = 0.07 N_0$$

olacaqdır, yəni kilidləmə orqanı qısa müddət ərzində işləyəcək - birinci vəziyyətdən (18 / 0.07) 257 dəfə azdır.

NƏTİCƏ

Təklif olunan şərt pistonlu kompressor klapanının qapayıcı elementinin resursunu qiymətləndirməyə imkan verir.

ƏDƏBİYYATLAR

1. Волегов С.А., Хазин М.Л. Выбор конструктивно-технологических параметров запорного органа клапана поршневого компрессора //Известия вузов. Горный журнал, -2010.
2. Серенсен С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. – М: Машиностроение. 195. – 448 с.

Əliyev Ə.M., Talibov N.F.

*Azərbaycan Dövlət Neft
və Sənaye Universiteti*

**Pistonlu kompressorun klapanının
resursunun qiymətləndirilməsi**

XÜLASƏ

Məqalədə, neft quyularının boruarxası fəzasından atmosfərə buraxılan aşağı təzyiqli neft qazını yığmaq və mədən daxili nəql etmək üçün iki yırğalanan silindri olan elektrik intiqallı kompressor qurğusu müvəffəqiyyətlə tətbiq olunur. Bu kompressorların istilik şəraiti, məhsuldarlığı, xüsusi enerji sərfi və klapanların işinin etibarlılığı əsasən qapayıcı elementin materialının düzgün seçilməsindən və keyfiyyətindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır.

Qapayıcı elementin əsas konstruktiv parametrlərinə onun materialı və həndəsi xüsusiyyətləri aid olunur. Klapanın verilmiş konstruktiv parametrlərinə uyğun istifadəsində bağlayıcı elementin materialını seçmək üçün şərt təklif edilmiş, nəticədə pistonlu kompressor klapanının qapayıcı elementinin resursunu qiymətləndirmək imkanı yaranır.

Açar sözlər: pistonlu kompressor, klapan, qapayıcı element, yorğunluq həddi, resurs

Алиев А.М., Талибов Н.Ф.

Азербайджанский Государственный Университет Нефти и Промышленности

**Оценка ресурса клапана
поршневого компрессора**

АНОТАЦИЯ

В статье компрессорная установка с электроприводом с двумя качающимися цилиндрами успешно применяется для сбора и транспортировки нефтяных газов низкого давления, выбрасываемых в атмосферу из призабойного пространства нефтяных скважин. Тепловой режим этих компрессоров, производительность, удельные энергозатраты и надежность работы арматуры существенно зависят от правильного

выбора и качества материала запорного элемента.

К основным конструктивным параметрам запирающего элемента относятся его материал и геометрические характеристики. Предложено условие выбора материала соединительного элемента при использовании клапана в соответствии с заданными конструктивными параметрами, в результате чего имеется возможность оценить ресурс запорного элемента клапана поршневого компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, клапан, запорный элемент, предел выносливости, ресурс.

Aliev A.M., Talibov N.F.

Azerbaijan State Oil and Industry University

**Evaluation of the resource of the valve
of the reciprocating compressor**

SUMMARY

In the article, an electrically driven compressor unit with two oscillating cylinders is successfully used to collect and transport low-pressure petroleum gases emitted into the atmosphere from the bottomhole space of oil wells. The thermal regime of these compressors, performance, specific energy consumption and reliability of the fittings significantly depend on the correct choice and quality of the material of the locking element.

The main design parameters of the locking element include its material and geometric characteristics. A condition is proposed for choosing the material of the connecting element when using the valve in accordance with the specified design parameters, as a result of which it is possible to estimate the life of the shut-off element of the piston compressor valve.

Key words: reciprocating compressor, valve, locking element, endurance limit, service life.

*Məqaləyə AzTU-nun professoru,
t.e.d. E İskəndərzadə rəy vermişdir.*