Дрогомирецький Я.М.,
Криль А.О.
Івано - Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ,
E-mail: zvd@nung.edu.ua

РОЗРАХУНОК УЩІЛЬНЮЮЧОГО ПРИСТРОЮ ШАРОШКОВОГО ДОЛОТА

УДК 622.24.051

Запропонована методика розрахунку ущільнюючого пристрою шарошкового долота для низькообертового буріння нафтових і газових свердловин, виконаного у вигляді торцевої манжети (пружини Бельвіля). Шаруватий профіль вуса торцевої манжети герметизованої опори шарошкового долота моделюється короткою тонкостінною оболонкою, затисненою з однієї сторони і вільною з іншої.

Досліджується напружено-деформований стан даної оболонки стосовно торцевих ущільнень опор шарошкового долота і визначається граничне значення ширини зони контакту.

Результати проведених досліджень використовувались і можуть бути застосовані для вибору геометричних параметрів ущільнюючих пристроїв опор шарошкового долота.

Ключові слова: шарошкове долото, ущільнення, буріння, тертя.

Вступ

Практика буріння свідчить, що працездатність шарошкових доліт в основному визначається стійкістю опор шарошок долота. Тому, підвищення часу їх роботи є на сьогодні важливим завданням. Задача підвищення стійкості опор шарошкового долота вирішується по багатьох напрямах, серед яких в першу чергу потрібно виділити питання працездатності доліт з герметизованою опорою типу ГНУ.

Застосування у вигляді ущільнюючих пристроїв в долотах типу ГНУ торцевих манжет (пружин Бельвіля) забезпечує підвищення довговічності опор шарошкових доліт і техніко-економічних показників буріння.

Проектування і розрахунок ущільнюючих пристроїв торцевого типу стосовно шарошкових доліт, пов’язано з визначеними труднощами, у зв’язку з відсутністю методики їх розрахунку на міцність і довговічність, хоча в загальному машинобудуванні дані про працездатність манжетних ущільнень валів, що обертаються численні [1 - 5].

Досвід буріння свердловин шарошковими долотами з герметизованими наповненими маслом опорами і дослідження, які проведені нами, свідчать, що значне зношування торцевих ущільнень доліт типу ГНУ спостерігається в зоні контакту вуса ущільнюючої манжети з шарошкою. Значне зусилля притиснення її до шарошки призводить до підвищеного зношування або розтріскування гуми в зоні тертя під впливом температури, що в кінцевому підсумку призводить до розгерметизації опори.

Складний профіль вуса торцевої манжети герметизованої опори шарошкового долота моделюється короткою тонкостінною оболонкою [3], затисненою з однієї сторони і вільною з іншої.

Мета і постановка задачі

Метою даної роботи є дослідження напружено-деформованого стану короткої оболонки стосовно торцевих ущільнень опор шарошкового долота і визначення граничного значення ширини зони контакту.

Виклад матеріалів досліджень

Розглянемо коротку конічну ізотропну оболонку товщини $2h$, яка знаходиться в умовах осесиметричного згину під дією силових і температурних навантажень. Положення точки на серединній поверхні оболонки визначаємо ортогональними координатами s, φ, де s – відстань точки від вершини конусу вздовж твірної, φ – кут, який утворюється довільною і початковою меридіальними площинами. Кут конусності позначимо α, головний радіус кривизни – R_φ, а радіус кривизни паралелі через τ. Кут повороту після деформації точки позначимо θ.

У випадку осесиметричного згину напружено-деформований стан оболонки не залежить від координати φ і систему рівнянь рівноваги відносно компонент переміщень u, v, w запишемо у вигляді [1]:

$$\frac{d^2u}{ds^2}+\frac{d}{ds}\left(\frac{u}{s}\right)+\frac{\nu\,\mathrm{tg}\alpha}{s}\frac{dw}{ds}-\frac{\mathrm{tg}\alpha}{s^2}w=\frac{P}{D_1\mathrm{tg}\alpha}+\frac{F}{s^2D_1\cos\alpha}+\alpha_t(1+\nu)\frac{d\varepsilon_t}{ds};$$

$$-\operatorname{tg}\alpha\left(v\frac{du}{ds}+\frac{u}{s}+\frac{\operatorname{tg}\alpha}{s}w\right)-\frac{h^2}{3}\left(s\frac{d^4w}{ds^4}+2\frac{d^3w}{ds^3}-\frac{1}{s}\frac{d^2w}{ds^2}+\frac{1}{s^2}\frac{dw}{ds}\right)=$$
$$=\frac{sP}{D_1}+\frac{F}{sD_1\sin\alpha}+\alpha_t(1+v)\frac{h}{3}\left(\alpha_t\frac{d^2x_t}{ds^2}+\frac{dx_t}{ds}-\frac{3\varepsilon_t}{h}\right); \tag{1}$$
$$\frac{1-v}{2}s\left[\frac{d^2v}{ds^2}+\frac{d}{ds}\left(\frac{v}{s}\right)\right]+\frac{h^2\operatorname{tg}^2\alpha}{3s^3}\left[2s^2(1-v)\frac{d^2v}{ds^2}-2(1-2v)\left(s\frac{dv}{ds}\right)-v\right]=\frac{s^3P}{D_2\cos\alpha};$$

Відношення пружності записується формулами [2]:

$$N_s=D_1\left[\frac{du}{ds}+\frac{v}{s}(u+w\operatorname{tg}\alpha)-\alpha_t(1+v)\varepsilon_t\right];\ N_\varphi=D_1\left[v\frac{du}{ds}+\frac{1}{s}(u+w\operatorname{tg}\alpha)-\alpha_t(1+v)\varepsilon_t\right];$$
$$T=\frac{1-v}{2}D_1\left(\frac{dv}{ds}-\frac{v}{s}\right);\ M_s=-D_2\left[\frac{d^2w}{ds^2}+\frac{v}{s}\frac{dw}{ds}-\frac{\alpha_t(1+v)}{h}x_t\right];$$
$$M_\varphi=-D_2\left[v\frac{d^2w}{ds^2}+\frac{1}{s}\frac{dw}{ds}-\frac{\alpha_t(1+v)}{h}x_t\right];\ \ H=(1-v)D_2\frac{1}{s}\left(\frac{dv}{ds}-\frac{v}{s}\right)\operatorname{tg}\alpha; \tag{2}$$
$$Q_s=\frac{1}{s}\left(M_s-M_\varphi+s\frac{dM_s}{ds}\right);\ Q_\varphi=\frac{1}{s}\left(2H+s\frac{dH}{ds}\right).$$

Звідси: $D_1=\dfrac{2Eh}{1-v^2}$; $D_2=\dfrac{2Eh^3}{3(1-v^2)}$;

N_s, N_φ, T, Q_s, Q_φ – відповідно нормальні, зсувні, перерізуючі зусилля;

M_s, M_φ, H – згинальні і крутний моменти;

$\varepsilon_t=\dfrac{1}{2h}\displaystyle\int_{-h}^{h}tdz,\ x_t=\dfrac{3}{2h^2}\int_{-h}^{h}ztdz$ – усереднені характеристики температури $t=\varepsilon_t+\dfrac{z}{h}x_t$;

E – модуль пружності;

v – коефіцієнт Пуассона;

α_t – коефіцієнт лінійного температурного розширення;

P – внутрішній тиск;

F – зовнішнє зусилля.

При визначенні напружено-деформованого стану оболонки з відношень (1) і (2) потрібно з'єднати граничні умови, які у випадку защемлення краю оболонки при $S=S_1$ мають вигляд:

$$U(S_1)=v(S_1)=w(S_1)=0;\ \ \theta(S_1)=0, \tag{3}$$

а у випадку вільного краю $S=S_2$ записуються наступним чином:

$$N_2(S_2)=T(S_2)=M_s(S_2)=0;\ Q_s+\frac{1}{s\cos\alpha}\frac{dH}{dS}=0. \tag{4}$$

Для короткої конічної оболонки напружено-деформований стан розбивається на безмоментний, позначений зірочкою *, термопружний /індекс *T*/ і крайовий ефект /індекс *K*/. З використанням лінійної теорії в цьому випадку для компонент переміщень, зусиль і моментів можна записати [3]:

$$N_s=N_s^*;\ \ N_\varphi=N_\varphi^*+N_\varphi^k;\ \ M_s=M_s^T+M_s^k;\ \ M_\varphi=M_\varphi^T+M_\varphi^k;$$
$$Q_s=N_s^*\sin\alpha+Q_r^k;\ \ \theta=\theta^*+\theta^T+\theta^k;\ \ U_r=U_r^*+U_r^T+U_r^k; \tag{5}$$
$$U=U_r\sin\alpha+U_x\cos\alpha;\ U=U_x^*+U_x^T+U_x^k;\ W=U_r\cos\alpha-U_x\sin\alpha.$$

З використанням методів розв'язку звичайних диференційних рівнянь [4], знаходимо рішення (1). Постійні інтегрування, отримані при розв'язку, визначаються із граничних умов (3) і (4), а потім знаходять зусилля і моменти по формулах (2). В результаті вирішення поставленої задачі для короткої конічної оболонки напружено - деформованого стану на основі формул (5) знаходимо окремо для випадку безмоментного, термопружного і крайового ефекту.

У випадку безмоментного напруженого стану зусилля визначають за формулами:

$$N^*_{s(s)} = \frac{\frac{1}{2\pi} F_x^0 + \sin\alpha \int_{s1}^{s} (q_n \sin\alpha - q_s \cos\alpha) s ds}{s \sin\alpha \cos\alpha}; \quad N^*_\varphi(s) = s q_n \mathrm{tg}\alpha, \tag{6}$$

де F_x^0 – осьове зусилля, яке діє на краю оболонки $S = S_1$ і виражається залежністю:

$$F_x^0 = 2\pi s_1 \sin\alpha \cos\alpha N_s^*(s_1). \tag{7}$$

Переміщення і кут повороту мають вигляд:

$$U_r^* = \frac{s\sin\alpha}{2Eh}\left[N_\varphi^* - \nu N_s^*\right];$$
$$U_x^* = -\frac{1}{2Eh}\int_{s1}^{s}\left\{\frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha}\left[\frac{d(N_s^* + N_\varphi^*)}{ds} + (1+\nu)q_s\right] - (N_s^* - \nu N_\varphi^*)\cos\alpha\right\} ds; \tag{8}$$
$$\theta^* = -\frac{s}{2Eh}\mathrm{tg}\alpha\left[\frac{d(N_s^* + N_\varphi^*)}{ds} + (1+\nu)q_s\right],$$

де $2\sqrt[4]{2(1-\nu^2)}$ q_φ, q_n – складові компоненти поверхонь навантаження.

При термопружному напруженому стані моменти і компоненти переміщень визначаються залежностями:

$$M_s^T = -D_2\left[(1+\nu)(x_t + \mathrm{tg}\alpha\frac{d\varepsilon_t}{ds}) + s\mathrm{tg}\alpha\frac{d^2\varepsilon_t}{ds^2}\right];$$
$$M_\varphi^T = -D_2\left[(1+\nu)(x_t + \mathrm{tg}\alpha\frac{d\varepsilon_t}{ds}) + \nu s\mathrm{tg}\alpha\frac{d^2\varepsilon_t}{ds^2}\right]; \tag{9}$$
$$U_r^T = s\varepsilon_t \sin\alpha; \; U_x^T = -s\varepsilon_t\frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha} + \frac{1}{\cos\alpha}\int_{s1}^{s}\varepsilon_t ds; \; \theta^T = -s\mathrm{tg}\alpha\frac{d\varepsilon_t}{ds}.$$

При визначенні крайового ефекту короткої конічної оболонки доданки напружено-деформованого стану мають вигляд:

$$\frac{s_1}{s}w^k(s) = C_1K_0(\beta) - C_2K_1(\beta) - C_3K_2(\beta) - C_4K_3(\beta);$$
$$\sqrt{\frac{s_1}{s}}\frac{\theta^k(s)}{b} = 4C_1K_3(\beta) + C_2K_0(\beta) + C_3K_1(\beta) + C_4K_2(\beta);$$
$$\frac{Ms^k(s)}{Db^2} = 4C_1K_2(\beta) - 4C_2K_3(\beta) - C_3K_0(\beta) - C_4K_1(\beta); \tag{10}$$
$$\sqrt{\frac{s_1}{s}}\frac{\cos\alpha\theta_r^k(s)}{Db^2} = 4C_1K_1(\beta) - 4C_2K_2(\beta) - 4C_3K_3(\beta) + C_4K_4(\beta);$$
$$M_\varphi^k = \nu M_s^k; \; N_\varphi^k = \frac{2Eh}{s\mathrm{tg}\alpha}w^k; \; U_r^k = w^k\cos\alpha; \; U_x^k = -w^k\sin\alpha.$$

Звідки $\beta = 2\sqrt[4]{2(1-v^2)}\,\frac{\sqrt{s}-\sqrt{s_1}}{\sqrt{2h\text{tg}\alpha}}$, $b = \frac{\sqrt[4]{3(1-v^2)}}{\sqrt{2hs_1\text{tg}\alpha}}$ – параметри, які залежать від геометричних розмірів оболонки;

C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні інтегрування, що визначені з відповідних граничних умов задачі;

$K_0(\beta),\ K_1(\beta),\ K_2(\beta),\ K_3(\beta)$ – нормальні фундаментальні функції (функції А.Н. Крилова).

Функції Крилова можна виразити наступним виглядом:

$$K_1(\beta) = \frac{1}{2}(ch\beta\sin\beta + sh\beta\cos\beta);$$

$$K_2(\beta) = \frac{1}{2}sh\beta\sin\beta;\ K_3(\beta) = \frac{1}{4}(ch\beta\sin\beta - sh\beta\cos\beta). \tag{11}$$

Ці функції зручно використовувати при проведенні задачі з числовим розрахунком.

При роботі шарошкового долота вус торцевої манжети герметизованої опори (коротка конічна оболонка) навантажений рівномірним тиском, осьовим зусиллям і температурою, яка змінюється лінійно по товщині.

В розглянутому силовому випадку, маємо:

$$F_x^0 = F;\ q_n = P_{cm};\ q_s = 0. \tag{12}$$

Підставляючи (12) у вираз (6), (7) і (8) і їх інтегруючи, отримаємо відношення для безрозмірних зусиль і переміщень у вигляді:

$$N_s^* = \frac{P_{cm}\text{tg}\alpha}{2s}(s^2 - s_1^2) + \frac{F}{\pi s\sin 2\alpha};\ N_\varphi^* = SP_{cm}\text{tg}\alpha;$$

$$U_r^* = \frac{sP_{cm}\sin^2\alpha}{4Eh\cos\alpha}\left[(2-v)s + v\frac{s_1^2}{s}\right] - \frac{vF}{4Eh\pi\cos\alpha}; \tag{13}$$

$$U_x^* = \frac{F}{2Eh\pi\sin 2\alpha\cos\alpha}\ln\frac{s}{s_1} - \frac{P_{cm}\text{tg}\alpha}{4Eh\cos\alpha}\left\{\left[3\sin^2\alpha - (1-2v)\cos^2\alpha\right]\frac{s^2 - s_1^2}{2} + s_1^2\ln\frac{s}{s_1}\right\};$$

$$\theta^* = -\frac{P_{cm}s\text{tg}^2\alpha}{2Eh}\left(3 + \frac{s_1^2}{s^2}\right) + \frac{F}{4Eh\pi s\cos^2\alpha}.$$

У випадку зміни температури лінійно по товщині оболонки, при чому значення її на зовнішній поверхні T^- із формул (9), отримаємо:

$$M_s^T = M_\varphi^T = \frac{\alpha_t Eh^2}{2(1-v)}\frac{T^+ - T^-}{2};\ U_r^T = \alpha_t S\sin\alpha\frac{T^+ - T^-}{2};\ U_x^T = \alpha_t S\cos\alpha\frac{T^+ - T^-}{2};$$

$$U^T = U_r^T\sin\alpha + U_x^T\cos\alpha = \alpha_t S\frac{T^+ - T^-}{2};\ \theta^T = 0;\ w = 0. \tag{14}$$

Використовуючи вираз зусиль, моментів і переміщень по формулах (5), (10), (13), (14) і підставляючи в граничні умови (3) і (4), отримаємо систему алгебраїчних нерівностей відносно невідомих постійних інтегрування C_1, C_2, C_3, C_4. В результаті рішення цієї системи знаходимо невідомі:

$$C_1 = \frac{vF}{4Eh\pi\cos^2\alpha} - \frac{P_{cm}S_1^2\,\text{tg}^2\alpha}{2Eh} - \alpha_t s_1\text{tg}\alpha\frac{T^+ - T^-}{2};\ C_2 = 0;$$

$$C_3 = \frac{4C_1\left[K_1^2(\beta) - K_0(\beta)K_2(\beta)\right]}{K_0^2(\beta) + 4K_1(\beta)K_3(\beta)};\ C_4 = \frac{-4C_1\left[K_0(\beta)K_1(\beta) + 4K_2(\beta)K_3(\beta)\right]}{K_0^3(\beta) + 4K_0(\beta)K_1(\beta)K_3(\beta)}. \tag{15}$$

Зокрема, питоме контактне навантаження між краєм оболонки (ущільненням) і площиною опори (шарошкою), з врахуванням ширини зони контакту a, виражається формулою:

$$N_k = \frac{P_{cm} \sin\alpha}{2a} \frac{s^2 - s_1^2}{s} + \frac{F}{2\pi s \sin\alpha a}. \quad (16)$$

Якщо задані величини P_{cm} і F, то контактне навантаження N_k залежить тільки від геометричних параметрів оболонки s_1, s, a і α

Приймаючи, що осьова сила притискання F рівна:

$$F = N_k \pi (R^2 - r^2) \quad (17)$$

і перетворюючи формулу (16) отримаємо наступний вираз:

$$N_k = \frac{P_{cm} \sin^2\alpha (s^2 - s_1^2)}{2sa \sin\alpha}. \quad (18)$$

В момент розкриття стику $N_k = P_{cm}$. Звідси отримаємо наступний вираз для граничного значення a_{np}:

$$a_{np} = \frac{\sin^2\alpha (s^2 - s_1^2) + (R^2 - r^2)}{2s \sin\alpha}. \quad (19)$$

Розв'язуючи рівняння (19) і підставляючи значення вхідних і це рівняння величин (для торцевої манжети долота 111269,9С-ГНУ: P_{cm} = 0,4 МПа, α = 83°, s_1 = 4,7858 см, s = 5,195 см, R = 5,156 см, r = 5,064 см), знаходимо a_{np}, значення якого рівне 0,4813 см.

Допустиме значення внутрішнього тиску при частковій втраті герметичності складає 0,36 МПа (10% P_{cm}). Подальше зменшення тиску зв’язано з втратою герметичності ущільнюючого пристрою, що не бажано для герметизованих опор шарошкових доліт.

Необхідно також відзначити, що в процесі зношування манжети, питоме навантаження знижується не тільки в результаті збільшення площі контакту, але із-за зменшення пружних сил манжети, обумовленого зниженням попереднього натягу її кромок.

Висновки

Термін служби ущільнення залежить від питомих навантажень в зоні тертя, які в свою чергу залежать від осьової сили, що стискається, так і внутрішнього тиску змазки і від самих геометричних параметрів ущільнення.

Таким чином, результати проведених досліджень можуть бути використані для вибору геометричних параметрів ущільнюючих пристроїв опор шарошкових доліт.

Література

1. Голубев А.И. Торцевые уплотнения вращающихся валов / А.И. Голубев. – М: Машиностроение, 1974. – 212 с.
2. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем / Л.А. Кондаков. – М: Машиностроение, 1972. – 240 с.
3. Голубев Г.А. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г.А. Голубев, Г.М. Кукин, Г.Е. Лазарев, А.В. Чичинадзе. – М: Машиностроение, 1976. – 264 с.
4. Логиновас А.К. Исследование износа манжетного уплотнения вращающегося вала / А.К. Логиновас // «Каучук и резина». 1971. – № 3. – С. 26-29.
5. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др., Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

Надійшла в редакцію 14.10.2014

Drohomyretskyi Ya.M., Kryl A.O. **Calculation of the sealing device roller cone bit.**

In this study a technique of calculation of slow-drilling roller cone bit seal device for oil and gas wells was proposed, device was modeled by cuff seal face (Belville spring).

The stress-strain conditions of the such shell is investigating due to seal faces of roller cone bit supports and boundary value of the contact zone width.

The studies used and can be used to select the geometrical parameters of sealing devices supports roller cone bit.

Key words: roller cone bit, seal, drilling, friction.

References

1. Holubev A.I. Tortsevyye uplotneniya vrashchayushchikhsya. M : Mashinostroyeniye, 1974. 212 p.

2. Kondakov L.A. Uplotneniya gidravlicheskikh sistem. M : Mashinostroyeniye, 1972. 240 p.

3. Golubev G.A. Kontaktnyye uplotneniya vrashchayushchikhsya valov. G. A. Golubev, Kukin G.N., Lazarev G.Ye., Chichinadze A.V. M : Mashinostroyeniye, 1976. 264 p.

4. Loginovas A.K. Issledovaniye iznosa manzhetnogo uplotneniya vrashchayushchegosya vala. A.K. Loginovas. Kauchuk i rezina. 1971 № 3 P. 26-29.

5. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik. L.A. Kondakov , A. I. Golubev , V.B. Ovander i dr . , Pod obshch . red. A.I. Golubeva , L.A. Kondakova . M .: Mashinostroyeniye , 1986. 464 p.