

## РОЗРОБКА КОРИСНИХ КОПАЛИН

УДК 622.24.058

**Василишин В.Я.**

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Василишин Я.В.**

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Павлик І.В.**

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ НАРІЗЕВИХ З'ЄДНАНЬ

*Найбільш технологічними для збирання колон в умовах промислів є муфтові різьбові з'єднання. Проте розлади стандартних різьбових з'єднань спричинюють 70% усіх ускладнень з обсадними та насосно-компресорними колонами. Це призводить до значних матеріальних втрат, зниження продуктивності відбору сировини, забруднення надр і довкілля. Особливо гостро проявляється втрата герметичності цих з'єднань при розвідці та розробці газових і газоконденсатних родовищ. Насосно-компресорні труби (НКТ), що експлуатуються у свердловинах з обводненістю більше 60% та у глибиннонасосних свердловинах із кривизною більше 14%, не витримують встановленого терміна служби. Передчасний вихід із ладу НКТ відбувається внаслідок агресивної дії пластових вод, органічних кислот, агресивних газів, гідроерозійного впливу, механічного зносу, а також унаслідок втомного руйнування під дією змінних навантажень. Тому актуальним завданням є удосконалення різьбових з'єднань у напрямі підвищення надійності та працездатності для умов високих експлуатаційних навантажень. Для їх вирішення необхідно провести теоретичні й експериментальні дослідження, на основі яких можна розробити ефективні методи і засоби підвищення надійності кріплення нафтогазових свердловин.*

**Ключові слова:** насосно-компресорна труба, напружено-деформований стан, втомна довговічність, момент затягування, руйнування, втрата герметичності.

**Постановка завдання.** Аварії з колонами насосно-компресорних труб (НКТ) під час їх експлуатації є доволі поширеним явищем.

Автор роботи [1] зазначає, що найчастіше аварійність НКТ спричиняють різьбові з'єднання, зокрема такі: руйнування (34%); втрата герметичності (12%); з'єднання не згвинчується – критичне значення натягу і геометричних параметрів профілю (43%); з'єднання не розгвинчується – «прихоплення» різьби (11%). Тут же наводиться й аналіз порушень роботи по ВАТ «Укрнафта», який показав, що відмови різьбового з'єднання насосно-компресорних труб серед усіх інших видів склали: у 2008 році – 32,8%, у 2009 році – 34,2%, у 2010 році – 32,2%.

Зазначається, що труби та різьбові з'єднання при нафтовидобутку в ускладнених умовах піддаються не тільки інтенсивному корозійному

впливу агресивного середовища, але й значним знакозмінним механічним навантаженням, що призводить до активного руйнування різьби труб. Причин, які зумовлюють такий стан аварійності, більш ніж достатньо, проте основними є вплив агресивного середовища та напружено-деформований стан. Згідно із дослідженнями А.Н. Адоніна, за умов глибинонасосного способу видобування вуглеводневої сировини колона насосно-компресорних труб навантажена: силою розтягу від власної ваги та частини ваги рідини в трубах, яка не передається на штанги при ході вверх; додатковою силою розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан при русі точки підвіски штанг вниз; силами тертя, які виникають унаслідок зворотно-поступального руху колони насосних штанг. Додатково в поперечному перерізі НКТ можуть виникати згинальні моменти, серед

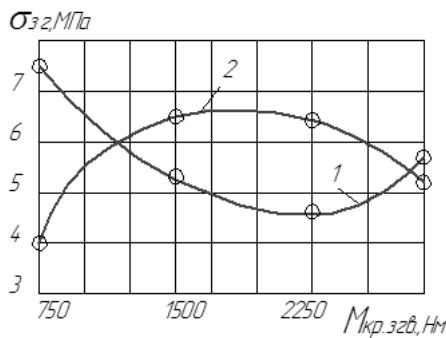
Таблиця поділених різниць

(x) $M_{кр.згв.},$ кНм	(y) $\sigma_{згв.},$ МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
$x_0$	$y[x_0]$	$y[x_0, x_1]$	$y[x_0, x_1, x_2]$	$y[x_0, x_1, x_2, x_3]$
$x_1$	$y[x_1]$	$y[x_1, x_2]$	$y[x_1, x_2, x_3]$	
$x_2$	$y[x_2]$			
$x_3$	$y[x_3]$			

причин виникнення яких є криволінійні ділянки свердловин та коливання.

Сукупна дія вищезазначених силових факторів може призводити до значних осевих та радіальних деформацій насосно-компресорної колони, які, до того ж, є змінними у часі.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Авторами [2; 6] розглянуто зміну напруження в серединному перерізі довжини різьби ніпеля і муфти з ростом моменту затягування за умов дії на з'єднання моменту згину  $H \cdot м$  (рис. 1).



1 - ніпель; 2 - муфта

Рис. 1. Розподіл напружень в різьбовому з'єднанні ЗН-75, що виникають від зовнішнього навантаження ( $M_{зг} = 1200 \text{ Нм}$ ), за різних  $M_{кр.згв}$

Ці залежності подано у співставленні із залежностями, які встановлюють зв'язок між граничною амплітудою і крутним моментом згвинчування для з'єднань, виготовлених зі сталі 45. Для з'єднань, які згвинчені з  $M_{кр.згв} = 750 \text{ Нм}$ , гранична амплітуда згинальних моментів найменша. При цьому напруження в ніпелі максимальне, а в муфті – мінімальне. Із цього випливає, що при недостатньому  $M_{кр.згв}$  зовнішнє навантаження сприймає ніпель. У з'єднаннях, які згвинчені з  $M_{кр.згв} = 1500 \text{ Нм}$ , значно збільшилася гранична амплітуда. Напруження в ніпелі різко падають, а у муфті – зростають. Таким чином, збільшення  $M_{кр.згв}$  призвело до сприятливого перерозподілу напруження в деталях з'єднання. Руїнування від втомлюваності проходить по ніпелю, оскільки під

час згвинчування в ньому виникають напруження розтягання, а у муфті – стискування.

З'єднання, які згвинчені з  $M_{кр.згв} = 2250 \text{ Нм}$ , мають найвищу граничну амплітуду. Подальше збільшення  $M_{кр.згв}$  до  $3000 \text{ Нм}$  призводить до її зменшення порівняно з максимальним значенням. Напруження в ніпелі починають зростати, а у муфті – спадати. Так, установлюється зв'язок між граничною амплітудою з'єднань, згвинчених різними крутними моментами, і напруженнями, які виникають у деталях з'єднання за умов дії на них моменту згину. Цим самим можна прогнозувати оптимальний крутний момент, для якого гранична амплітуда з'єднання найвища.

Використаємо вираз поділених різниць [3; 4] для створення інтерполяційного поліному третього степеня залежності напружень, що виникають у ніпелі (1) та муфті (2) (рис. 1) під дією на них моменту згину залежно від зовнішнього навантаження за різних  $M_{кр.згв}$  [4].

Побудуємо таблицю поділених різниць (табл. 1).

У прийнятих позначеннях маємо:

$$y(x) = y[x_0] + (x - x_0)y[x_0, x_1] + (x - x_0)(x - x_1)y[x_0, x_1, x_2] + (x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)y[x_0, x_1, x_2, x_3]. \quad (1)$$

Складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за формулою (1) та даними, взятими з рис. 1.

$$\sigma_{згв.} = -0,416 (M_{кр.згв.})^3 + 3,695 (M_{кр.згв.})^2 - 9,743 M_{кр.згв.} + 12,904.$$

Взявши похідну з цього виразу та прирівнявши її до нуля, визначимо

$$\sigma_{згв. \min} = 4,869 \text{ МПа при } M_{кр.згв.} = 1,9814 \text{ кНм}.$$

Таким чином, для муфти маємо інтерполяційний поліном виду

$$\sigma_{згв.} = 0,553 (M_{кр.згв.})^3 - 4,710 (M_{кр.згв.})^2 + 11,687 M_{кр.згв.} - 2,348.$$

Взявши похідну з цього виразу та прирівнявши її до нуля, визначимо

$$\sigma_{згв. \max} = 6,655 \text{ МПа при } M_{кр.згв.} = 1,83 \text{ кНм}.$$

Для з'єднань, які згвинчені з  $M_{кр.згв.} = 750 \text{ Нм}$ ,  $M_{кр.згв.} = 1500 \text{ Нм}$ ,

$M_{кр.згв.} = 2250 \text{ Нм}$ , ці напруження дорівнюють відповідно  $68,0 \text{ Н/мм}^2$ ,  $135,0 \text{ Н/мм}^2$ ,  $202,0 \text{ Н/мм}^2$  [3].

Таблиця поділених різниць для ніпеля 1 (рис. 1)

$M_{кр.зав.}$ кНм	$\sigma_{зав.}$ МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0,75	7,50	$\frac{5,20 - 7,50}{1,50 - 0,75} = -3,067$ $\frac{4,95 - 5,20}{2,25 - 1,50} = -0,333$	$\frac{-0,333 - (-3,067)}{2,25 - 0,75} = 1,823$ $\frac{1,000 - (-0,333)}{3,00 - 1,50} = 0,887$	$\frac{0,887 - 1,823}{3,00 - 0,75} = -0,416$
1,50	5,20			
2,25	4,95			
3,00	5,70	$\frac{5,70 - 4,95}{3,00 - 2,25} = 1,000$		

Таблиця 2

Таблиця поділених різниць для муфти 2 (рис. 1)

$M_{кр.зав.}$ кНм	$\sigma_{зав.}$ МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0,75	4,00	$\frac{6,45 - 4,00}{1,50 - 0,75} = 3,267$ $\frac{6,40 - 6,45}{2,25 - 1,50} = -0,067$ $\frac{5,25 - 6,40}{3,00 - 2,25} = -1,533$	$\frac{-0,067 - 3,267}{2,25 - 0,75} = -2,222$ $\frac{-1,533 + 0,067}{3,00 - 1,50} = -0,977$	$\frac{-0,977 + 2,222}{3,00 - 0,75} = 0,553$
1,50	6,45			
2,25	6,40			
3,00	5,25			

1) знайдемо напруження і переміщення довгого кругового порожнинного циліндра (обсадної труби), який знаходиться під дією нормальних зовнішнього  $p_3$  і внутрішнього  $p_B$  тисків, рівномірно розподілених по бічній поверхні (рис. 2).

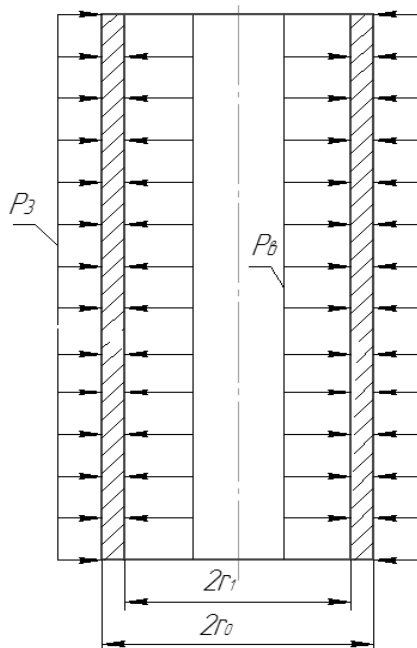


Рис. 2. Схема рівномірно розподілених по бічній поверхні довгого кругового порожнинного циліндра тисків  $P_3$  і  $P_B$

Позначивши компоненти тензора напружень у довільній точці циліндра в циліндричних координатах  $\rho, \phi, z$  як

$$\left. \begin{matrix} \sigma_\rho, & \tau_{\rho\phi}, & \tau_{\rho z}, \\ \tau_{\phi\rho}, & \sigma_\phi, & \tau_{\phi z}, \\ \tau_{z\rho}, & \tau_{z\phi}, & \sigma_z \end{matrix} \right\},$$

та зважаючи, що у цьому разі полярно-симетрична задача і є дві крайові умови  $\sigma_{\rho=r_1} = -p_B$  і  $\sigma_{\rho=r_0} = -p_3$ , приймаємо функцію напружень у формі  $\psi = A \ln \rho + C\rho^2$ .

Згідно з формулами

$$\sigma_\rho = \frac{1}{\rho} \frac{d\psi}{d\rho} = \frac{A}{\rho^2} + B(1 + 2 \ln \rho) + 2C,$$

$$\sigma_\phi = \frac{d^2\psi}{d\rho^2} = -\frac{A}{\rho^2} + B(3 + 2 \ln \rho) + 2C,$$

$$\tau_{\rho\phi} = \tau_{\phi\rho} = 0,$$

напруження будуть дорівнювати:

$$\sigma_\rho = \frac{A}{\rho^2} + 2C, \quad \sigma_\phi = -\frac{A}{\rho^2} + 2C, \quad \tau_{\rho\phi} = \tau_{\phi\rho} = 0.$$

Використовуючи крайові умови напруження будуть дорівнювати:

$$A = \frac{r_1^2 r_0^2 (p_3 - p_B)}{r_0^2 - r_1^2}, \quad 2C = \frac{r_1^2 p_B - r_0^2 p_3}{r_0^2 - r_1^2},$$

звідки

$$\sigma_\rho = \frac{1}{r_0^2 - r_1^2} \left[ r_1^2 p_B - r_0^2 p_3 + \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho^2} (p_3 - p_B) \right],$$

$$\sigma_\phi = \frac{1}{r_0^2 - r_1^2} \left[ r_1^2 p_B - r_0^2 p_3 - \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho^2} (p_3 - p_B) \right].$$

Якщо  $u_\rho, u_\phi, u_z$  – компоненти переміщень, то для визначення переміщення  $u_\rho$  ( $u_\phi = 0$ ) треба проінтегрувати рівняння

$$e_{\rho\rho} = \frac{1}{E}(\sigma_\rho - \nu\sigma_\phi), \quad e_{\phi\phi} = \frac{1}{E}(\sigma_\phi - \nu\sigma_\rho), \quad e_{\rho\phi} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{\rho\phi} \quad (2)$$

та співвідношень  $\nu_1 = \frac{\nu}{1-\nu}, \quad E_1 = \frac{E}{1-\nu^2}.$

Рівняння для цієї задачі мають вигляд:

$$E_1 \frac{du_\rho}{d\rho} = \sigma_\rho - \nu_1\sigma_\phi, \quad E_1 \frac{u_\rho}{\rho} = \sigma_\phi - \nu_1\sigma_\rho. \quad (3)$$

Із рівнянь (3) отримуємо

$$u_\rho = \frac{1}{2G(r_0^2 - r_1^2)} \left[ (1-2\nu)(r_1^2 p_B - r_0^2 p_3) \rho + \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho} (p_B - p_3) \right].$$

2) визначимо напруження і переміщення кругового порожнинного циліндра довжиною  $h$  (обсадної труби), який знаходиться під дією нормальних зовнішнього  $p_3$  і внутрішнього  $p_B$  тисків, рівномірно розподілених по бічній поверхні, що спирається на абсолютно жорстку і гладку площину (рис. 3).

У разі осесиметричної деформації тіл обертання напруження і деформації виражаються через одну бігармонічну функцію  $\psi_3 = \psi$ :

$$2Gu_\rho = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial \rho \partial z}; \quad u_\phi = 0;$$

$$2Gu_z = \left[ 2(1-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \psi + \delta;$$

$$\sigma_\rho = \frac{\partial}{\partial z} \left( \nu \nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} \right) \psi; \quad \tau_{\phi\rho} = \tau_{\rho\phi} = \tau_{z\rho} = \tau_{\phi z} = 0;$$

$$\sigma_\phi = \frac{\partial}{\partial z} \left( \nu \nabla^2 - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} \right) \psi;$$

$$\sigma_z = \frac{\partial}{\partial z} \left[ (2-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \psi;$$

$$\tau_{z\rho} = \tau_{\rho z} = \frac{\partial}{\partial \rho} \left[ (1-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial}{\partial z^2} \right] \psi,$$

де

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{\partial^2}{\partial z^2};$$

$\delta$  – довільна постійна.

Підстановкою перевіряємо, що у заданій системі напружень задовольняються два рівняння рівноваги і чотири рівняння нерозривності деформацій, якщо  $\nabla^2 \nabla^2 \psi = 0$ .

Для визначення функції  $\psi$  вигідно задати її у вигляді степенного скінченного ряду змінної  $z$ , коефіцієнтами якого є невідомі функції  $\rho$ :

$$\psi(z, \rho) = \sum_{k=0}^4 f_k(\rho) z^k = f_0(\rho) + f_1(\rho)z + f_2(\rho)z^2 + f_3(\rho)z^3 + f_4(\rho)z^4.$$

Підставляючи цей вираз у бігармонічний оператор

$$\nabla^2 \nabla^2 \psi = \left( \frac{\partial^4}{\partial \rho^4} + \frac{2}{\rho} \cdot \frac{\partial^3}{\partial \rho^3} - \frac{1}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho^3} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} + \right.$$

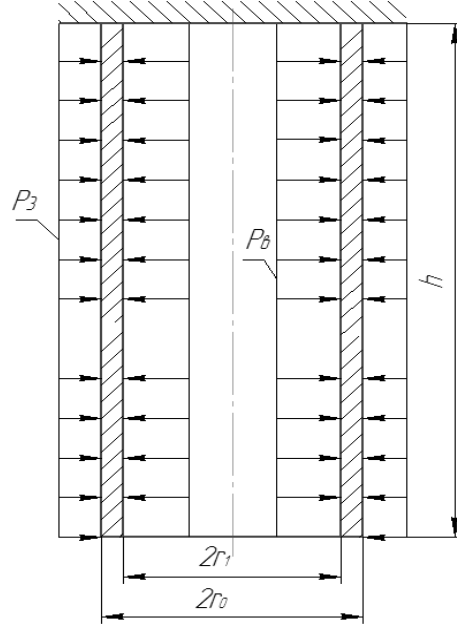


Рис. 3. Схема рівномірно розподілених по бічній поверхні кругового порожнинного циліндра довжиною  $h$ , що опирається на абсолютно жорстку і гладку площину тисків  $P_3$  і  $P_B$

$$+ 2 \frac{\partial^4}{\partial \rho^2 \partial z^2} + \frac{2}{\rho} \cdot \frac{\partial^3}{\partial \rho \partial z^2} + \frac{\partial^4}{\partial z^4} \Big) \psi = 0$$

і прирівнюючи до нуля коефіцієнти в однакових степенях  $z$ , отримуємо диференціальні рівняння для визначення невідомих функцій  $f_i$ . Ці рівняння ейлеровського типу й інтегруються в елементарних функціях. Результат інтегрування виражається формулами:

$$f_0(\rho) = A_0 + B_0 \ln \rho + C_0 \rho^2 + D_0 \rho^2 \ln \rho + \frac{1}{4} \left( \frac{9}{4} B_4 + \frac{1}{2} D_2 - \frac{3}{2} A_4 - C_2 \right) \rho^4 - \frac{1}{8} (3B_4 + 2D_2) \rho^4 \ln \rho + \frac{1}{8} \left( C_4 - \frac{5}{6} D_4 \right) \rho^6 + \frac{D_4}{8} \rho^6 \ln \rho;$$

$$f_1(\rho) = A_1 + B_1 \ln \rho + C_1 \rho^2 + D_1 \rho^2 \ln \rho + \frac{3}{4} \left( \frac{D_3}{2} - C_3 \right) \rho^4 - \frac{3}{4} D_3 \rho^4 \ln \rho;$$

$$f_2(\rho) = A_2 + B_2 \ln \rho + C_2 \rho^2 + D_2 \rho^2 \ln \rho + \frac{3}{2} \left( \frac{D_4}{2} - C_4 \right) \rho^4 - \frac{3}{2} D_4 \rho^4 \ln \rho;$$

$$f_3(\rho) = A_3 + B_3 \ln \rho + C_3 \rho^2 + D_3 \rho^2 \ln \rho;$$

$$f_4(\rho) = A_4 + B_4 \ln \rho + C_4 \rho^2 + D_4 \rho^2 \ln \rho.$$

Для крайових умов маємо:

за  $\rho = r_1$   $\sigma_\rho = -p_B, \quad \tau_{\rho z} = 0;$

за  $\rho = r_0$   $\sigma_\rho = -p_3, \quad \tau_{\rho z} = 0;$

за  $z = 0$   $\sigma_z = \tau_{z\rho} = 0;$

за  $z = h \quad u_z = 0$ .

Аналіз функції  $\psi$  і крайових умов дозволяє зробити такі висновки:

1) функція  $\psi$  залежить від непарних функцій  $f_n$ . Парні функції характеризують тиск, пропорційний першій степені  $z$ ;

2) щоб  $\tau_{\rho z} = 0$  при  $\rho = r_1, \rho = r_0$ , повинні дорівнювати нулю константи  $D_1, B_3, C_3, D_3$ ;

3) постійна  $A_1$  не впливає на напружений та деформований стан.

Беручи до уваги перераховані умови, отримуємо

$$\psi(z, \rho) = (B_1 \ln \rho + C_1 \rho^2)z + A_3 z^3. \quad (5)$$

Складаючи вирази для напружень і переміщень та задовольняючи крайовим умовам, знаходимо:

$$B_1 = \frac{p_3 - p_B}{r_0^2 - r_1^2} r_1^2 r_0^2; \quad C_1 = \frac{(1-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{2(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)};$$

$$A_3 = -\frac{(2-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{3(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)}; \quad \delta = -\frac{\nu(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)h}{G(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)}.$$

Переміщення і напруження будуть дорівнювати:

$$u_\rho = -\frac{1}{2G(r_0^2 - r_1^2)} \left[ \frac{(p_3 - p_B)r_1^2 r_0^2}{\rho} + \frac{(1-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{1+\nu} \rho \right];$$

$$u_z = \frac{\nu(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{G(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)} (z - h);$$

$$\sigma_\rho = \frac{r_1^2 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \frac{p_3 - p_B}{\rho^2} - \frac{p_3 r_0^2 - p_B r_1^2}{r_0^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_\phi = -\frac{r_1^2 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \frac{p_3 - p_B}{\rho^2} - \frac{p_3 r_0^2 - p_B r_1^2}{r_0^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_z = \tau_{z\rho} = 0.$$

3) розглянемо рівновагу кругового порожнинного циліндра (обсадної труби), який знаходиться під дією рівномірно розподілених дотичних сил, прикладених до лицевих циліндричних поверхонь (випадок першої крайової задачі) (рис. 4). Задачу розв'язуємо методом функції напружень.

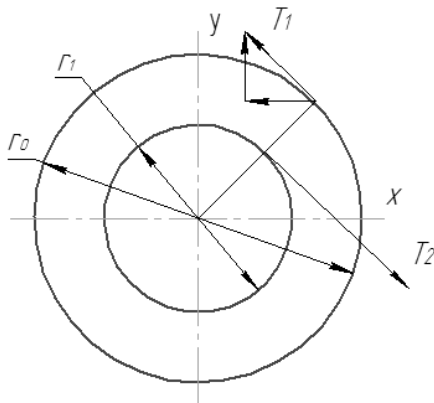


Рис. 4. Схема рівномірно розподілених дотичних сил, прикладених до лицевих циліндричних поверхонь

Головні вектори прикладених на кожній з поверхонь  $\rho = r_1$  і  $\rho = r_0$  сил кожний окремо дорівнюють нулю, тому з формул

$$\phi(z) = -\frac{1}{2\pi(1+\chi)} \sum_{k=1}^m (V_{1k} + iV_{2k}) \ln(z - z_k) + \phi^*(z), \quad (6)$$

$$\psi(z) = \frac{\chi}{2\pi(1+\chi)} \sum_{k=1}^m (V_{1k} - iV_{2k}) \ln(z - z_k) + \psi^*(z), \quad (7)$$

де  $V$  – головний вектор поверхневих сил, прикладених до всієї поверхні;

$\phi^*(z), \psi^*(z)$  – голоморфні функції;

$$\chi = \frac{\lambda + 3\mu}{\lambda + \mu} = 3 - 4\nu;$$

$\lambda, \mu$  – постійні Ламе

впливає, що функції  $\phi(z)$  і  $\psi(z)$  голоморфні всередині кільця (див. рис.5). Ці функції  $\phi(z)$  і  $\psi(z)$  визначаються з граничних умов

$$\phi(t_1) + t_1 \overline{\phi'(t_1)} + \overline{\psi(t_1)} = f(t_1) + c_1 \text{ на колі } \rho = r_0, \quad (8)$$

$$\psi(t_2) + t_2 \overline{\psi'(t_2)} + \overline{\phi(t_2)} = f(t_2) + c_2 \text{ на колі } \rho = r_1,$$

де

$$f(t_1) = i \int_0^1 (T_1 + iT_2) dl = ir_1 T_1 \int_0^\alpha (-\sin \alpha + i \cos \alpha) d\alpha = iT_1(t_1 - r_0),$$

$$f(t_2) = iT_2(t_2 - r_1).$$

Унаслідок рівності моментів співвідношення між дотичними силами  $T_1$  і  $T_2$  мають вигляд  $T_1 r_0^2 = T_2 r_1^2$ .

У круговому кільці (див. рис. 4.9) функції  $\phi(z)$  і  $\psi(z)$  беремо у вигляді

$$\phi(z) = 0, \quad \psi(z) = \frac{b_1}{z}. \quad (9)$$

Ураховуючи (4.37) в граничних умовах, знайдемо  $\bar{b}_1 = iT_1 r_0^2$ ;  $c_1 = -iT_1 r_0$ , звідки  $b_1 = -iT_1 r_0^2$ .

Таким чином,  $\phi(z) = 0, \quad \psi(z) = -iT_1 r_0^2 \frac{1}{z}$ .

Знаючи:

а) співвідношення, які дають комплексну уяву компонентів тензора напружень при плоскому деформованому стані середовища

$$\sigma_{11} + \sigma_{22} = 2[\phi'(z) + \overline{\phi'(z)}] = 4 \operatorname{Re}[\phi'(z)],$$

$$\sigma_{22} - \sigma_{11} + 2i\sigma_{12} = 2[\bar{z}\phi''(z) + \psi'(z)];$$

б) аналітичну функцію  $z = \omega(\zeta)$ ;

в) увівши нові позначення

$$\phi(z) = \phi(\omega(\zeta)) = \phi_1(\zeta), \quad \psi(z) = \psi(\omega(\zeta)) = \psi_1(\zeta),$$

отримаємо, що функції  $\phi_1(\zeta), \psi_1(\zeta)$  є голоморфними в області одиничного круга  $|\zeta| < 1$  в площині  $\zeta$ ,

г) формули

$$\sigma_{\rho\rho} + \sigma_{\theta\theta} = \sigma_{11} + \sigma_{22},$$

$$\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{\rho\rho} + 2i\sigma_{\rho\theta} = (\sigma_{22} - \sigma_{11} + 2i\sigma_{12}) e^{2i\alpha},$$

знайдемо

$$\sigma_{\rho\rho} + \sigma_{\theta\theta} = 2[\Phi_1(\zeta) + \overline{\Phi_1(\zeta)}], \quad (4.10)$$

$$\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{\rho\rho} + 2i\sigma_{\rho\theta} = \frac{2\zeta^2}{\rho^2 \omega'(\zeta)} [\omega(\zeta) \overline{\Phi_1'(\zeta)} + \omega'(\zeta) \Psi_1(\zeta)],$$

де  $\sigma_{\rho\rho}, \sigma_{\theta\theta}, \sigma_{\rho\theta}$  – компоненти тензора напружень у полярних координатах;

$$\Phi_1(\zeta) = \phi'(z) = \Phi(z); \quad \Psi_1(\zeta) = \psi'(z) = \Psi(z).$$

Із формул (4.11) маємо

$$\sigma_{\rho\rho} + \sigma_{\theta\theta} = 0; \quad \sigma_{\rho\rho} - \sigma_{\theta\theta} - 2i\sigma_{\rho\theta} = -2iT_1r_0^2 \frac{1}{z\bar{z}}.$$

Звідси знайдемо, що  $\sigma_{\rho\rho} = \sigma_{\theta\theta} = 0$ ,  $\sigma_{\rho\theta} = \frac{T_1r_0^2}{\rho^2}$ .

З іншого боку з формули

$$u_\rho + iu_\theta = \frac{\bar{\zeta}}{\rho} \frac{\omega'(\zeta)}{|\omega'(\zeta)|} (u_1 + iu_2) \quad (4.11)$$

з урахуванням формули

$$2\mu(u_1 + iu_2) = \chi\phi(z) - z\phi'(z) - \overline{\psi(z)} \quad \text{знайдемо}$$

$$2\mu(u_\rho + iu_\theta) = i \frac{T_1r_0^2}{\rho},$$

$$\text{звідки } u_\rho = 0, \quad u_\theta = \frac{T_1r_0^2}{2\mu} \frac{1}{\rho}.$$

**Висновки.** На основі проведеного розрахунку силових факторів в елементах різбових з'єднань у різних способах навантаження побудовано графіки розподілу дотичних зусиль, які діють на витки різби, і нормальних зусиль у трубі та муфті. Отримано емпіричні формули у вигляді поліномів третього та четвертого степенів інтенсивності розподілу нормальних зусиль по довжині різби.

Теоретично доведено розробленими інтерполяційними поліномами третього степеня, що існує мінімальне для труби і максимальне для муфти напруження в різбовому з'єднанні, що виникають від зовнішнього навантаження при різних моментах згину.

За удосконаленою пружно-деформаційною моделлю труб розглянуто часткові випадки напружено-деформованого стану обсадних та насосно-компресорних труб.

#### Список літератури:

1. Васишин В.Я. Підвищення працездатності різбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.12 Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2013. 20 с.
2. Савула С.Ф., Колодій В.Т., Харченко Є.В. та ін.. Оцінка впливу коливань колони насосно-компресорних труб на умови роботи різбових з'єднань. Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. 2004. № 2 (8). С. 116–125.
3. Фокс А., Пратт М. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве: Пер. с англ. Москва: Мир, 1982. 304 с.
4. Васишин В.Я. Вплив крутного моменту згинчування на опір втомлюваності замкових різбових з'єднань бурильних труб. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. 2010. № 4 (37.). С. 55–58.
5. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2012. № 3 (44). С. 70–77.
6. Рачкевич Р.В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.12 Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2013. 20 с.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Наиболее технологическими для сбора колонн в условиях промыслов являются муфтовые резьбовые соединения. Однако расстройства стандартных резьбовых соединений вызывают 70% всех осложнений с обсадными и насосно-компрессорными колоннами. Это приводит к значительным материальным потерям, снижению производительности отбора сырья, загрязнение недр и окружающей среды. Особенно остро проявляется потеря герметичности этих соединений при разведке и разработке газовых и газоконденсатных месторождений. Насосно-компрессорные трубы, эксплуатируемые в скважинах с обводненностью более 60% и в глубиннонасосных скважинах с кривизной более 140, не выдерживают установленного срока службы. Преждевременный выход из строя НКТ происходит вследствие агрессивного воздействия пластовых вод, органических кислот, агрессивных газов, гидроэрозийного влияния, механического износа, а также вследствие усталостного разрушения под действием переменных нагрузок. Поэтому актуальной задачей является совершенствование резьбовых соединений в направлении повышения их надежности и работоспособности для условий высоких эксплуатационных нагрузок. Для их решения необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования, на основе которых можно разработать эффективные методы и средства повышения надежности крепления нефтегазовых скважин.

**Ключевые слова:** насосно-компрессорная труба, напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность, момент затяжки, разрушение, потеря герметичности.

**THEORETICAL INVESTIGATIONS OF THE INFLUENCE OF CONSTRUCTION AND OPERATING FACTORS ON THE WORK OF NARASE CONNECTIONS**

*The most technologically useful for assembling columns in the conditions of crafts are muffled threaded joints. However, the disorder of standard threaded connections causes 70% of all complications with casing and pump-compressor columns. This leads to significant material losses, reduced productivity of the selection of raw materials, pollution of the earth's interior and the environment. Particularly acute is the loss of tightness of these compounds in the exploration and development of gas and gas condensate fields. Pump-compressor tubes (tubes) operated in wells with a watering capacity of more than 60% and in deep-well wells with a curvature of more than 140 can not withstand the established service life. Premature failure of tuberculosis occurs due to the aggressive action of formation water, organic acids, aggressive gases, hydro-erosive effects, mechanical wear, as well as fatigue failure due to variable loads. Therefore, the actual task is to improve threaded joints in order to increase their reliability and performance for conditions of high operating loads. To solve them, it is necessary to conduct theoretical and experimental research, on the basis of which it is possible to develop effective methods and means to increase the reliability of attachment of oil and gas wells.*

**Key words:** *pump-compressor tube, stress-deformed state, fatigue life, torque, fracture, loss of tightness.*