

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ РАЗДЕЛ

УДК 539.4; 53.085.31

Умови сумісної деформації індикатора втомних пошкоджень та замкового з'єднання бурильної колони

І. П. Шацький^{а,1}, О. М. Лисканич^{б,2}, В. А. Корнута^{б,3}

^а Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Івано-Франківськ, Україна

^б Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, Україна

¹ ipshatsky@gmail.com

² olyskanych@gmail.com

³ masay_1@rambler.ru

Вивчаються умови сумісної деформації індикатора втомних пошкоджень та замкового з'єднання бурильної колони. Визначено контактні напруження на поверхнях сполучення деталей та зв'язок між експлуатаційним навантаженням і розмірами ділянки проковзування у зоні фрикційного контакту в залежності від величини технологічного зазору.

Ключові слова: індикатор втомних пошкоджень, буровий замок, сумісна деформація, тертя.

Проблему передбачення залишкового ресурсу конструкцій за їх індивідуальним станом неможливо розв'язати лише теоретично через складність об'єктів моделювання та широкий спектр загалом випадкових навантажень. Значною мірою це стосується прогнозування індивідуального ресурсу різьбових з'єднань елементів бурильної колони за результатами спостережень в експлуатаційних умовах буріння свердловин. Ці труднощі можна подолати за допомогою індикаторів втоми, які, накопичуючи пошкодження, разом із контрольованою деталлю сигналізують про ступінь вичерпання її ресурсу [1–4]. Щоб скорелювати показники довговічності контрольованої деталі та індикатора втоми, необхідно, як мінімум, забезпечити їх сумісне деформування за рахунок досконалого кріплення індикатора. Метою даної роботи є побудова теоретичної моделі фрикційного контакту індикатора з ніпелем замкового з'єднання бурильних труб.

Нехай у ніпель $(r, z) \in [r_2, r_3(z)] \times [0, L]$ із радіальним технологічним зазором Δ_r вгвинчується індикатор – порожнистий циліндр $(r, z) \in [r_1, r_2] \times [0, L]$. На зовнішню конічну різьбу ніпеля нагвинчується муфта $(r, z) \in [r_3(z), r_4] \times [0, L]$, при цьому зникає осьовий зазор Δ_z – відстань між початковим положенням торця муфти (рис. 1,а) та його положенням у вгвинченому стані (рис. 1,б).

Припустимо $r_3(z) = r_{3 \min} + \Delta r_3 z / L$ – лінійна функція від осьової координати, $\Delta r_3 = r_{3 \max} - r_{3 \min}$. Конусність різьбових з'єднань вважається малою: $\Delta r_3 / L \ll 1$. Матеріали деталей складеної конструкції є однаковими.

За такої умови за модель конструкції приймемо суцільний порожнистий циліндр $(r, z) \in [r_1, r_4] \times [0, L]$ із розривами радіальних перемішень на поверхнях сполучення $r = r_2$ та $r = r_3(z)$.

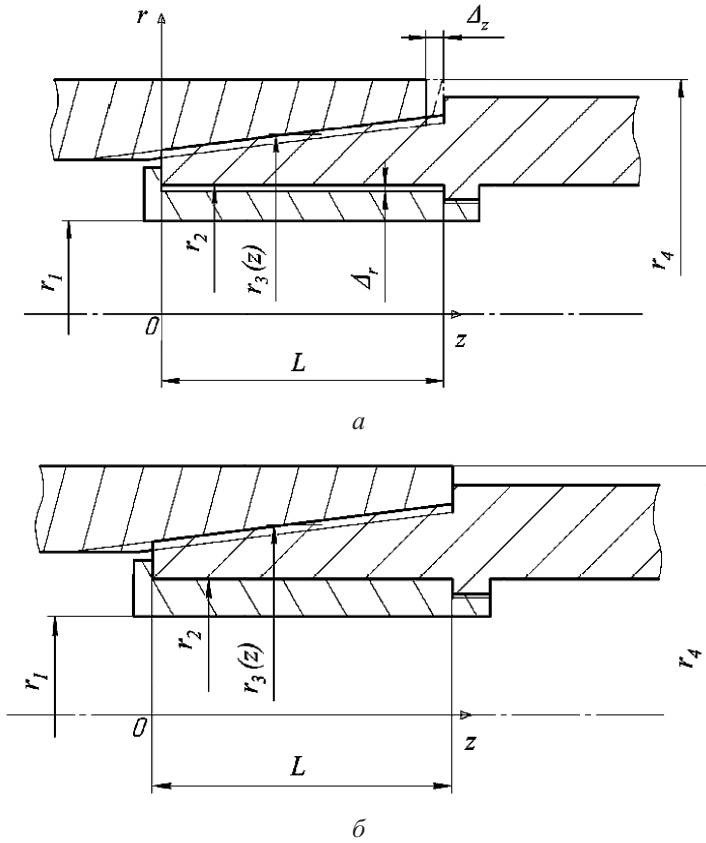


Рис. 1. Схема замкового з'єднання, оснащеного індикатором втомних пошкоджень, перед збиранням (а) і у вгвинченому стані (б).

Знайдемо радіальні контактні напруження між деталями.

Квазіодновимірна крайова задача осесиметричного деформування такого циліндра має вигляд (у переміщеннях):

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) = 0, \quad r \in (r_1, r_2) \cup (r_2, r_3(z)) \cup (r_3(z), r_4), \quad z \in (0, L); \quad (1)$$

$$\sigma_r(r_1) = 0; \quad (2)$$

$$u_r(r_2+0) - u_r(r_2-0) = \delta_2, \quad \sigma_r(r_2+0) - \sigma_r(r_2-0) = 0; \quad (3)$$

$$u_r(r_3(z)+0) - u_r(r_3(z)-0) = \delta_3, \quad \sigma_r(r_3(z)+0) - \sigma_r(r_3(z)-0) = 0; \quad (4)$$

$$\sigma_r(r_4) = 0, \quad (5)$$

де $\delta_2 = -\Delta_r$, $\delta_3 = \Delta_z \Delta r_3 / L$ – задані розриви радіальних переміщень, які описують відповідно радіальний зазор і радіальний натяг.

За розв'язком крайової задачі (1)–(5) отримали залежність напруження σ_r від радіальної координати, а через функцію $r_3 = r_3(z)$ – і від осьової координати. Зокрема, на поверхнях сполучення маємо:

$$\sigma_r(r_2) = -\frac{E}{2} \frac{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}}{1 - \frac{r_1^2}{r_4^2}} \left(\left(1 - \frac{r_2^2}{r_4^2}\right) \frac{\delta_2}{r_2} + \left(1 - \frac{r_3^2}{r_4^2}\right) \frac{\delta_3}{r_3} \right), \quad (6)$$

$$\sigma_r(r_3) = -\frac{E}{2} \frac{1 - \frac{r_3^2}{r_4^2}}{1 - \frac{r_1^2}{r_4^2}} \left(\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right) \frac{r_2^2}{r_3^2} \frac{\delta_2}{r_2} + \left(1 - \frac{r_1^2}{r_3^2}\right) \frac{\delta_3}{r_3} \right). \quad (7)$$

Перевірка нерівності однобічного контакту $\sigma_r(r_2) \leq 0$ дозволяє встановити умову закриття зазору на поверхні $r = r_2$:

$$\frac{\Delta_r}{r_2} \leq \frac{1 - \frac{r_3^2}{r_4^2}}{1 - \frac{r_2^2}{r_4^2}} \frac{\Delta_{r_3}}{L} \frac{\Delta_z}{r_3}, \quad (8)$$

що забезпечує змикання технологічного зазору Δ_r між ніпелем і індикатором при вгвинчуванні конічної різьби з взаємним осьовим переміщенням муфти і ніпеля на Δ_z .

Розглянемо іншу задачу. Нехай досліджувана конструкція зазнає експлуатаційного навантаження, наприклад, осьовим стиском P .

По різьбовому з'єднанню $r = r_3$ передаються дотичні напруження від муфти до ніпеля. Номінально нерухоме з'єднання з натягом на поверхні $r = r_2$ буде частково проковзувати з тертям в околі початку координат на ділянці $z \in [0, a]$. Знайдемо залежність довжини ділянки проковзування a від величини прикладеної сили P для фіксованої історії навантаження від 0 до P . Ефектом Пуассона при цьому нехтуємо.

Запишемо рівняння рівноваги для внутрішньої оболонки на ділянці проковзування:

$$2\pi r_2 \int_0^a \tau dz - \pi(r_2^2 - r_1^2)\sigma = 0, \quad (9)$$

де τ – дотичне напруження на ділянці проковзування, $\tau = -f\sigma_r(r_2)$; σ – осьове напруження на суцільній ділянці тришарової композиції, $\sigma = P/(\pi(r_4^2 - r_1^2))$; f – коефіцієнт тертя.

Із урахуванням виразу для контактного напруження (6) після обчислення квадратів зі співвідношення (9) отримаємо остаточну аналітичну залежність зовнішнього навантаження від довжини ділянки фрикційного проковзування:

$$P = fS_2 \frac{E}{2} \left\{ \left(\frac{r_4^2}{r_2^2} - 1 \right) \frac{a}{L} \frac{\delta_2}{r_2} + \left[\frac{r_4^2}{r_2^2} \frac{r_3 \min}{\Delta r_3} \ln \left(1 + \frac{\Delta r_3}{r_3 \min} \frac{a}{L} \right) - \frac{r_3 \min}{r_2^2} \frac{a}{L} \left(1 + \frac{\Delta r_3}{r_3 \min} \frac{a}{2L} \right) \right] \frac{\delta_3}{r_3 \min} \right\}, \quad (10)$$

де S – площа поверхні сполучення індикатора з ніпелем, $S = 2\pi r_2 L$.

У залежностях (8) і (10) відсутній параметр r_1 . Це означає, що на довжину ділянки проковзування від заданої сили P не впливає товщина стінки $r_2 - r_1$ індикатора пошкоджень.

Результати (6)–(8), (10) аналізували на прикладі замкового з'єднання 3-121 із такими параметрами: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $f = 0,1$; $L = 102$ мм; $r_1 = 38$ мм; $r_2 = 40$ мм; $r_{3 \min} = 46,5$ мм; $r_{3 \max} = 59$ мм; $r_4 = 73$ мм. Для розрахунків прийняли осьовий зазор $\Delta_z = 1,6$ мм, закриття якого створює на конічній поверхні радіальний натяг $\delta_3 = \Delta_z \Delta r_3 / L = 1,6(59 - 46,5) / 102 \approx 0,2$ мм. Розглядали два варіанти сполучення індикатора з ніпелем: гіпотетичне без зазору ($\Delta_r = 0$, тоді $\delta_2 = 0$) та з радіальним зазором ($\Delta_r = 0,05$ мм, тоді $\delta_2 = -0,05$ мм).

Підрахунки показали, що для розглядуваного з'єднання нерівність (8) буде забезпечена при $\Delta_r \leq 0,07$ мм. По суті, це є обмеженням допуску обробки деталей із потрібним натягом, які контактуватимуть. Прийнятий тут технологічний зазор $\Delta_r = 0,05$ мм такої вимозі задовольняє. Результати обчислень наведено на рис. 2, 3.

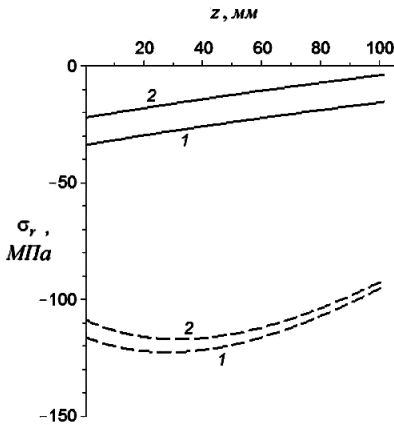


Рис. 2

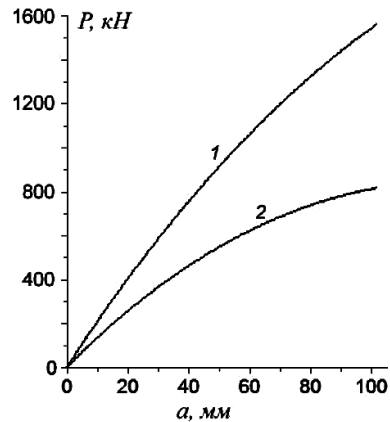


Рис. 3

Рис. 2. Контактні напруження на поверхнях сполучення $r = r_i$: 1 – $\Delta_r = 0$; 2 – $\Delta_r = 0,05$ мм. (Суцільні лінії – $i = 2$, штрихові – $i = 3$.)

Рис. 3. Залежність довжини ділянки проковзування від величини зовнішнього навантаження: 1 – $\Delta_r = 0$; 2 – $\Delta_r = 0,05$ мм.

Наявність технологічного зазору призводить до зменшення контактних тисків $q_i = -\sigma_r(r_i)$ на поверхнях спряження, особливо це стосується взаємодії індикатора з ніпелем.

Ненульовий зазор Δ_r суттєво знижує несівну здатність номінально нерухомого контакту індикатора з ніпелем (на рис. 3 крива 2). Однак для реальних навантажень на бурильну колону $P = 180 \dots 250$ кН довжина ділянки проковзування не перевищує $L/5$: $a \approx 13,5 \dots 19,5$ мм $\approx (0,13 \dots 0,19)L$. Тому, утворивши штучний концентратор втомних пошкоджень поза зоною проковзування – на ділянці досконалого кріплення $z \in (a, L)$, можна домогтися однакової деформації робочої частини індикатора та замкового з'єднання бурильної колони для заданого рівня навантаження.

Висновки

1. Установлено аналітичні умови, за яких забезпечується сумісне деформування робочої частини індикатора втомних пошкоджень та замкового з'єднання у діапазоні типових навантажень на бурильну колону.

2. Обмеження зверху та радіальний технологічний зазор між індикатором і ніпелем забезпечують його закриття за рахунок натягу у конічній різьбі. При цьому довжина ділянки фрикційного проковзування є незначною, що дозволяє розмістити штучний концентратор у зоні сумісної деформації.

Резюме

Изучаются условия совместной деформации индикатора усталостных повреждений и замкового соединения буровой колонны. Определены контактные напряжения на поверхностях сопряжения деталей и связь между эксплуатационной нагрузкой и размерами участка проскальзывания в зоне фрикционного контакта в зависимости от величины технологического зазора.

1. Троценко В. Т., Бойко В. И. Датчик усталостного повреждения и обоснование его использования. Сообщ. 1, 2 // Пробл. прочности. – 1985. – № 1. – С. 3–14.
2. Сызранцев В. Н., Голофаст С. Л. Измерение циклических деформаций и прогнозирование долговечности деталей по показаниям датчиков деформации интегрального типа. – Новосибирск: Наука, 2004. – 206 с.
3. А.с. 655810 СССР, МКИ E21B 17/042; E21B 17/06. Резьбовое соединение буровых труб / Е. К. Почтенный, В. М. Ивасив. – Оpubл. 05.04.1979. Бюл. № 13.
4. Пат. 62007 Україна, МПК E21B 17/042. Різьбове з'єднання бурових труб / М. В. Лисканич, П. І. Огородніков, А. П. Джус та ін. – Оpubл. 15.12.2003. Бюл. № 12.

Поступила 08. 12. 2015