

РОЗРОБКА КОРИСНИХ КОПАЛИН

УДК 622.24.058

Василишин В.Я.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПРАКТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА ОПІР ВТОМИ РІЗЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ТРУБ НАФТОВОГО СОРТАМЕНТУ

У статті проведено аналіз експериментальних і теоретичних досліджень впливу крутного моменту згинчування на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань бурильних труб. Розв'язано важливе науково-технічне завдання підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб шляхом удосконалення вузлів герметизації з'єднань з урахуванням експлуатаційних навантажень, що забезпечує надійність кріплення та безпеку експлуатації нафтогазових свердловин. Отримані результати дають змогу визначити напруження та деформації в корпусі або трубопроводі, який піддається комплексним навантаженням. Наявна детальна інформація про вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на продуктивність різьбових з'єднань труб, які є найважливішим елементом надійності й довговічності труб.

Ключові слова: крутний момент згинчування, опір втомлюваності, замкове різьбове з'єднання, ніпель, муфта, герметизація, обсадні труби, буріння, нафтові родовища.

Постановка проблеми. Україна належить до країн, економічний розвиток яких значною мірою стримується нестачею власних енергоресурсів. Тому останніми роками Україна все активніше займається питаннями енергодиверсифікації. Одним зі складників цього процесу є розробка нових родовищ вуглеводнів, зокрема видобуток нетрадиційних видів газу (сланцевий газ, метан вугільних родовищ, газ щільних колекторів тощо). Цей енергоресурс викликає підвищену цікавість світової громадськості у зв'язку з тим, що містить у собі якості видобувного палива та відновлюваного джерела. Привабливим є факт формування покладів сланцевого газу в межах більшої частини території України, а також наявність розвинутої мережі газопроводів, які можуть забезпечити оперативну доставку видобутого газу. Крім того, це виключає витрати значних коштів для будівництва нових трубопроводів. Під час буріння замкове різьбове з'єднання бурильних труб піддається розтягання, згинання та крученню, а також на нього впливає крутний момент згинчування. Якщо крутний момент вибрано правильно, то дуже рідко розтягання, згинання або дія знакоз-

мінного згинання є причиною пошкодження замкових різьбових з'єднань. Втомне пошкодження в результаті недостатнього крутного моменту згинчування є однією з причин аварій замкових різьбових з'єднань. Переважно замкове різьбове з'єднання значно міцніше на розтягання і згинання, ніж бурильна труба.

Вибір оптимального крутного моменту згинчування суттєво впливає на міцність за втомлюваністю. Викликають інтерес дослідження впливу крутного моменту згинчування на опір втомлюваністю різьбових з'єднань за максимального і мінімального його значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Впливу крутного моменту згинчування на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань присвячено цілу низку робіт [1; 2; 3; 4; 5].

Постановка завдання. Мета статті – проаналізувати експериментальні й теоретичні дослідження впливу крутного моменту згинчування на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань бурильних труб.

Виклад основного матеріалу дослідження. Аналіз результатів дослідження різьбового

з'єднання 3-50 труб геологорозвідувального буріння з різьбою 3 – 56 × 4, 233 × 1 : 5 свідчить [3], що збільшення крутного моменту згвинчування з 0,5 кН·м до 3 кН·м дає зменшення напружень від згинання на ділянці найбільш навантаженого витка приблизно в 2 рази, а опір втомлюваності різьбового з'єднання зростає в 2,4 рази.

Ю.І. Газанчаном [4] у ході дослідження замкових різьбових з'єднань діаметром 75 мм встановлено, що існує певний крутний момент згвинчування, який називається оптимальним $M_{кр.зв.онт.}$, при якому опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань мінімальний. На основі теоретичних та експериментальних досліджень Н.Д. Щербюком [2] встановлено залежність оптимальних напружень σ_3 , що виникають у згвинчених замкових з'єднаннях, виготовлених зі сталі з $\sigma_{0,2} = (640...680) МПа$, від площі небезпечного перерізу ніпеля F_n . Запропоновано формулу, яка дає змогу визначати оптимальні величини крутних моментів згвинчування для замкових різьбових з'єднань різних типорозмірів, виготовлених зі сталей з $\sigma_{0,2} = (640...800) МПа$:

$$M_{кр.зв.онт.} = \sigma_3 \times F_n \times a,$$

$$\sigma_3 = 161 \times e^{-0,035F_n} + 200,$$

де F_n – площа небезпечного перерізу ніпеля, см²;
 a – параметр, що характеризує геометрію різьбового з'єднання, см.

Автором [2] встановлено, що оптимальне напруження, яке виникає від крутного моменту згвинчу-

вання залежно від діаметра з'єднання, підвищує граничне амплітудне напруження в 1,2–2,8 рази.

Отже, вибір оптимальної величини крутного моменту є найкращим і найпростішим способом збільшення опору втомлюваності різьбових з'єднань. Достатньо широко досліджено вплив $M_{кр.зв.}$ на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань із середньоміцних легованих сталей з $\sigma_{0,2} = (640...680) МПа$ і встановлені залежності, за якими можна визначати оптимальні крутні моменти з'єднань із цих сталей.

Показано [2], що перевищення $M_{кр.зв.онт.}$ призводить до зниження опору втомлюваності з'єднань та оптимальне напруження, що виникає при згвинчуванні $\sigma_{3.онт.}$, рекомендується визначати зі співвідношення $\sigma_{3.онт.} = (0,3...0,4) \sigma_{0,2}$.

Для запобігання неконтрольованому розкріпленню замкових різьбових з'єднань нижньої частини бурильної колони в процесі роторного буріння й під дією великих динамічних навантажень, а також урахувавши рекомендації Американського нафтового інституту (АНІ) ($\sigma_3 = (0,7...0,9) \sigma_{0,2}$), збирання замкових різьбових з'єднань здійснюється за умови $\sigma_3 = (0,4...0,6) \sigma_{0,2}$.

Але в цілій низці робіт відзначено, що збільшення напруження σ_3 до $(0,73 - 0,9) \sigma_{0,2}$ підвищує межу витривалості замкових різьбових з'єднань. Так, у ході дослідження на знакозмінний згин моделей з'єднань обважнених буриль-

Таблиця 1

Таблиця поділених різниць для ніпеля 1 (рис. 1)

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

Таблиця 2

Таблиця поділених різниць для муфти 2 (рис. 1)

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

них труб діаметром 65 мм із замковою різьбою $3 - 54 \times 5,08 \times 1 : 4$ зі сталі 35 з $\sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}$, зібраних із напруженням $\sigma_3 = 0,9\sigma_{0,2}$, отримано високу межу витривалості – близько 150 МПа (на відміну від 100 МПа, отриманих при $\sigma_3 = 0,73\sigma_{0,2}$).

Оскільки досліджень впливу $M_{кр.зев.}$ на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань зі сталі $\sigma_{0,2} \geq 900 \text{ МПа}$ обмаль, то для збирання таких з'єднань використовують рекомендації, встановлені для з'єднань зі сталі $\sigma_{0,2} = (640...800) \text{ МПа}$. Авторами [5; 6] розглянуто зміну напруження в серединному перерізі довжини різьби ніпеля й муфти зі зростанням моменту затягування при дії на з'єднання згинального моменту $1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис. 1). Ці залежності подано в зіставленні із залежностями, які встановлюють зв'язок між граничною амплітудою і крутним моментом згинчування для з'єднань, виготовлених зі сталі 45. Для з'єднань, які згинчені з $M_{кр.зев.} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$, гранична амплітуда згинальних моментів найменша. При цьому напруження в ніпелі максимальне, а в муфті – мінімальне. Із цього випливає, що при недостатньому $M_{кр.зев.}$ зовнішнє навантаження сприймає в основному ніпель. У з'єднаннях, які згинчені з $M_{кр.зев.} = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, значно збільшилася гранична амплітуда. Напруження в ніпелі різко падають, а у муфті – зростають. Отже, збільшення $M_{кр.зев.}$ призвело до сприятливого перерозподілу напруження в деталях з'єднання. Руйнування від втомлюваності проходить по ніпелю, оскільки при згинчуванні в ньому виникають напруження розтягання, а у муфті – стискання.

З'єднання, які згинчені з $M_{кр.зев.} = 2250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мають найвищу граничну амплітуду. Подальше збільшення $M_{кр.зев.}$ до $3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ призводить до її зменшення порівняно з максимальним значенням. Напруження в ніпелі починають зростати, а у муфті – спадати. Так устанавлюється зв'язок між граничною амплітудою з'єднань, згинчених різними крутними моментами, і напруженнями, які виникають у деталях з'єднання під дією на них згинального моменту. Цим самим можна прогнозувати оптимальний крутний момент, для якого гранична амплітуда з'єднання найвища.

Використаємо вираз поділених різниць

$$y = [x_s, \dots, x_t] = \frac{y[x_{s+1}, \dots, x_t] - y[x_s, \dots, x_{t-1}]}{x_t - x_s} \quad (1)$$

для створення інтерполяційного поліному залежності напружень, що виникають у ніпелі (1) та муфті (2) (рис. 1) під дією на них згинального моменту залежно від зовнішнього навантаження за різних $M_{кр.зев.}$.

Складемо таблицю числових значень поділених різниць, розрахованих за поданим вище рівнянням.

Отже, для ніпеля маємо інтерполяційний поліном виду

$$\begin{aligned} \sigma_{з.} = & 7,50 + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times (-3,067) + \\ & + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times (M_{кр.зев.} - 1,50) \times 1,823 + \\ & + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times (M_{кр.зев.} - 1,50) \times \\ & \times (M_{кр.зев.} - 2,25) \times (-0,416). \end{aligned} \quad (2)$$

Після перетворень отримаємо

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

Отже, для муфти маємо інтерполяційний поліном виду

$$\begin{aligned} \sigma_{з.} = & 4,00 + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times 3,267 + \\ & + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times (M_{кр.зев.} - 1,50) \times \\ & \times (-2,222) + (M_{кр.зев.} - 0,75) \times \\ & \times (M_{кр.зев.} - 1,50) \times (M_{кр.зев.} - 2,25) \times 0,553. \end{aligned} \quad (4)$$

Після перетворень отримаємо

$$\sigma_{з.} = 0,553 (M_{кр.зев.})^3 - 4,710 (M_{кр.зев.})^2 - 11,687 M_{кр.зев.} - 2,348. \quad (5)$$

Відомо, що $Q = \sigma_m F_n$; $Q = \frac{M_{кр.зев.}}{a}$,

де σ_m – середнє значення напруження циклу, що виникає в ніпелі;

F_n – площа поперечного перерізу ніпеля по першому спряженому витку різьби;

a – постійна, що залежить від розміру з'єднання.

Тоді $\sigma_m = \frac{M_{кр.зев.}}{a} : F_n$.

Для з'єднань, які згинчені з $M_{кр.зев.} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{кр.зев.} = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{кр.зев.} = 2250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, ці напруження дорівнюють, відповідно, 68,0 Н/мм², 135,0 Н/мм², 202,0 Н/мм² [6].

Оптимальними будуть ті середні напруження, за яких гранична амплітуда найбільша.

Максимально допустимий крутний момент згинчування

$$M_{кр.зев.макс.} = F \sigma_T a,$$

де F – менше зі значень F_n (площа перерізу ніпеля на відстані 24 мм від упорного уступу) або F_m (площа перерізу муфти на відстані 24 мм від упорного торця);

σ_T – границя текучості матеріалу замка.

Для визначення мінімального крутного моменту згинчування з урахуванням навантажень згинання визначають середнє напруження в небезпечному перерізі ніпельної частини з'єднання $\sigma_{m(n)}$, використовуючи діаграму міцності за втомлюваністю, яка характеризує постійне відношення між статичною й циклічною міцністю металів.

Мінімально допустимий крутний момент згинчування

$$M_{кр.зв.мін.} = F_n \sigma_{т(н)} a . \quad (8)$$

Як показали теоретичні та експериментальні дослідження [6; 7], у замковому з'єднанні існують два небезпечні перерізи, по яких можуть проходити втомні руйнування: в ніпелі – по першому спряженому витку, що знаходиться на відстані 24 мм від упорного виступу, в муфті – на відстані 10 мм від меншого торця ніпеля (рис. 2). Перерізи, в яких відбуваються пошкодження, і відповідні значення меж витривалості замкових різьбових з'єднань залежать від співвідношення осьового моменту опору небезпечного перерізу муфтової частини й осьового моменту опору небезпечного перерізу ніпельної частини, тобто від ступеня зрівноваження з'єднання [6].

За даними А.П. Фарра [8], найбільш оптимальним вважається відношення $W_m/W_n = 2,25 \div 2,75$, тобто в середньому 2,5, де W_n, W_m – осьові моменти опору, відповідно, ніпеля й муфти в їх небезпечних перерізах.

При цих співвідношеннях розрахункові напруження згинання в небезпечних перерізах муфти й ніпеля зрівнюються.

Висновки. На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень розв'язано важливе науково-технічне завдання підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб шляхом удосконалення вузлів герметизації з'єднань з урахуван-

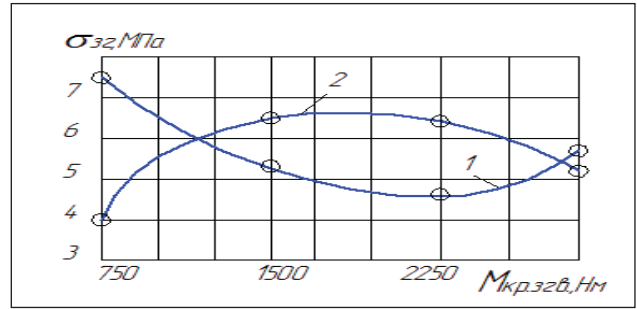


Рис. 1. Розподіл напружень у різьбовому з'єднанні ЗН-75, що виникають від зовнішнього навантаження ($M_{зг}=1200\text{Нм}$), при різних $M_{кр.зв.}$.

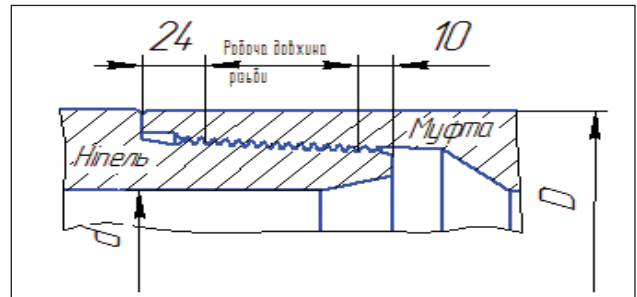


Рис. 2. Небезпечні перерізи замкового різьбового з'єднання

ням експлуатаційних навантажень, що забезпечує надійність кріплення та безпеку експлуатації нафтогазових свердловин.

Список літератури:

1. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс. ... докт. техн. наук: спец. 05.04.07. Москва, 1990. 299 с.
2. Щербюк Н.Д. Исследование и разработка конструкций резьбовых соединений труб нефтяного сортамента и забойных двигателей с высокими эксплуатационными характеристиками для бурения глубоких скважин: дисс. ... докт. техн. наук: спец. 05.15.10. Москва, 1978. 400 с.
3. Лачинян Л.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений / ред. Л.А. Лачинян. Москва, 1975. 228 с.
4. Газанчан Ю.И. Исследование усталостной прочности крупных конических резьбовых соединений: дисс. ... канд. техн. наук: спец. 05.15.10. Москва, 1972. 163 с.
5. Чернов Б.А. Методы повышения работоспособности бурильных и обсадных колонн в нефтяных и газовых скважинах: дисс. ... докт. техн. наук: спец. 05.15.10. Ивано-Франковск, 1999. 345 с.
6. Щербюк Н.Д., Якубовский Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / ред. Н.Д. Щербюк. Москва, 1974. 252 с.
7. Саркисов Г.М. Расчёты бурильных и обсадных колонн / ред. Г.М. Саркисов. Москва, 1979. 208 с.
8. Farr A.P. Torque requirements for rotary shouldered connections and selection of Connections for drill collars. The american society of mechanical engineers. 1959. № 57.

**ПРАКТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ВЛИЯНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ НЕФТЯНОГО СОРТАМЕНТА**

В статье проведен анализ экспериментальных и теоретических исследований влияния крутящего момента свинчивания на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений буровых труб. Решена важная научно-техническая задача повышения работоспособности резьбовых соединений обсадных и насосно-компрессорных труб путем усовершенствования узлов герметизации соединений с учетом эксплуатационных нагрузок, что обеспечивает надежность крепления и безопасность эксплуатации нефтегазовых скважин. Полученные результаты позволяют определить напряжения и деформации в корпусе или трубопроводе, который подвергается комплексным нагрузкам. Имеется подробная информация о влиянии конструктивных и эксплуатационных факторов на производительность резьбовых соединений труб, которые являются важнейшим элементом надежности и долговечности труб.

Ключевые слова: крутящий момент свинчивания, сопротивление усталости, замковое резьбовое соединение, ниппель, муфта, герметизация, обсадные трубы, бурение, нефтяные месторождения.

**PRACTICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION
OF THE INFLUENCE OF THE CURRENT MOMENT
ON THE OPTIMUM OF ROTARY CONNECTIONS OF THE OIL SECTOR PIPE**

The analysis of experimental and theoretical investigations of the influence of torque screw on the resistance of the fatigue of castor threaded joints of drill pipes is carried out. The important scientific and technical task of improving the efficiency of threaded joints of casing and pump-compressor pipes is solved by improving the units of sealing of joints, taking into account operational loads, which ensures the reliability of the fastening and safety of exploitation of oil and gas wells. The obtained results allow determining the stresses and deformations in the case or pipeline, which is subject to complex loading. They have detailed information on the influence of design and operational factors on the productivity of threaded joints of pipes, which are the most important element of the reliability and durability of pipes.

Key words: fatigue resistance, lock threaded connection, nipple, coupling, sealing, casing pipes, drilling, oil fields.