

УДК 622.24:539.3

І. П. Шацький, І. О. Шуляр, В. А. Корнута, Л. Я. Роп'як
Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки та математики
ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна
Тел./Факс: +38 (0342) 724719; E-mail: ikg@nung.edu.ua

РАЦІОНАЛЬНИЙ ПІДБІР НАТЯГУ У З'ЄДНАННІ ЗУБЦЯ З ШАРОШКОЮ

Розглядається задача раціонального проектування натягу у з'єднанні пружного зубця та шарошки бурового долота з урахуванням осьового експлуатаційного зусилля. Запропоновано аналітичну методику визначення оптимального натягу та максимального допустимого навантаження конструкції за різними теоріями міцності в умовах відсутності фрикційного проковзування стику. Вивчено залежності оптимальних параметрів від пружних і міцнісних характеристик матеріалів та від коефіцієнта тертя контактуючої пари. Обґрунтовано доцільність використання зубців з низькою концентрацією твердого сплаву у хвостовику без зниження несучої здатності озброєння.
Ключові слова: шарошка, зубець, осьова сила, оптимальний натяг.

Вступ. Незважаючи на значні досягнення в проектуванні доліт [1, 2], проблема надійності озброєння бурового інструменту і на сьогодні залишається актуальною для галузевого машинобудування.

Питання вибору натягу при оснащенні шарошки зубцями слід вирішувати із урахуванням прогнозного експлуатаційного навантаження зубців на вибої свердловини. При цьому слід мати на увазі, що завеликий натяг призводить до дочасного руйнування шарошки біля отвору, а у разі недостатнього натягу – випадають зубці. Для твердосплавних (карбід вольфраму – кобальт (ВК)) зубців під осьовим навантаженням задачі раціонального проектування розглядалися раніше шляхом скінченноелементного [3, 4] та аналітичного [5, 6] моделювання.

З іншого боку, потреба економії дорогих твердих сплавів спонукає до використання у породоруйнівному інструменті зубців з твердосплавною робочою частиною та композиційними хвостовиками з низькою концентрацією ВК [7, 8].

Таким чином, постає задача раціонального підбору натягу для зубця з пружним хвостовиком. Мета роботи – розробити методику аналітичної оцінки оптимального натягу в системі “пружний зубець – шарошка”, яка перебуває під осьовим навантаженням, і на цій основі вивчити вплив ефективних пружних характеристик зубця на несучу здатність раціонально спроектованого виробу.

Основний зміст та результати роботи. У циліндричній системі координат r, θ, z розглянемо з'єднання зубця з корпусом. Нехтуючи взаємовпливом зубців та подробицями розподілу напружень по висоті зубця, корпус моделюємо плоскопаралельним пружним шаром з циліндричним отвором, хвостовик зубця – пружним циліндром заввишки H та з радіусом a (рис. 1). Радіальний геометричний натяг δ на поверхні спряження та осьове експлуатаційне навантаження Q створюють у корпусі відповідно плоский напружений стан та стан антиплоскої деформації [9, 10]:

$$\sigma_r = -p \frac{a^2}{r^2}, \quad \sigma_\theta = p \frac{a^2}{r^2}; \quad \tau_{rz} = \tau \frac{a}{r}, \quad r \geq a,$$

де

$$p = \frac{\frac{\delta}{a}}{\frac{1-\nu_0}{E_0} + \frac{1+\nu}{E}}, \quad \tau = \frac{Q}{S} \quad (1)$$

– контактний тиск та дотичне напруження на поверхні спряження, $S = 2\pi aH$ – площа поверхні контакту, E_0, ν_0 – ефективні пружні сталі матеріалу зубця, E, ν – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу корпусу.

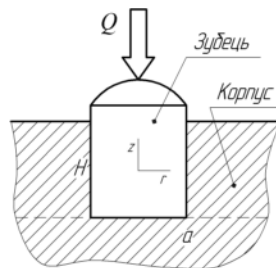


Рис. 1. Розрахункова схема

Впливом напружень σ_z нехтуємо; так само не розглядаємо напруження у зубці, вважаючи міцність вставки априорі вищою від міцності зовнішнього тіла.

Задача раціонального проектування навантаженого осью силою з'єднання з натягом полягає у тому, щоби підібрати оптимальний натяг, за якого досягається найбільше експлуатаційне навантаження $\max Q$, не порушуючи міцності деталей з'єднання $p(\delta)$

та забезпечуючи нерозкривання та непроковзування стику:

$$\max_r \sigma_{eq} \leq [\sigma]; \quad |\tau_{rz}| \leq -f\sigma_r, \quad \sigma_r \leq 0, \quad r = a, \quad (2)$$

де σ_{eq} , $[\sigma]$ – еквівалентне та допустиме напруження, f – коефіцієнт тертя.

Враховуючи, що при $r = a$ $\sigma_r = -p$, $\sigma_\theta = p$, $\tau_{rz} = \tau$, знайдемо головні напруження на поверхні спряження як корені кубічного рівняння

$$\begin{vmatrix} -p - \sigma & 0 & \tau \\ 0 & p - \sigma & 0 \\ \tau & 0 & -\sigma \end{vmatrix} = 0,$$

а саме:

$$\sigma = p, \quad \sigma = \frac{-p \pm \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2}.$$

Пронумеруємо їх у порядку спадання:

$$\sigma_1 = p, \quad \sigma_2 = \frac{-p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2}, \quad \sigma_3 = \frac{-p - \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \quad \text{при } \tau \leq \sqrt{2}p,$$

$$\sigma_1 = \frac{-p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2}, \sigma_2 = p, \sigma_3 = \frac{-p - \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \text{ при } \tau \geq \sqrt{2}p.$$

Враховуючи монотонне спадання напружень в тілі шарошки при збільшенні r , маємо $\max_r \sigma_{eq} = \sigma_{eq}(a)$. Тоді обмеження (2) подамо у формі:

$$\sigma_{eq}(a) \equiv \sigma_{eq}(p, \tau) \leq [\sigma], \quad \tau \leq \sqrt{2}p, \quad p \geq 0. \quad (3)$$

Конкретний вираз σ_{eq} залежить від обраної теорії міцності [10].

За першою теорією міцності:

а) у варіанті найбільших напружень розтягу:

$$\sigma_{eq} = \max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3\} = \sigma_1 \leq [\sigma]$$

або у термінах p, τ :

$$\begin{cases} p \leq [\sigma], \quad \tau \leq \sqrt{2}p \\ \frac{-p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \leq [\sigma], \quad \tau \geq \sqrt{2}p \end{cases}; \quad (4)$$

б) у варіанті найбільших за модулем нормальних напружень:

$$\sigma_{eq} = \max\{|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|\} = |\sigma_3| \leq [\sigma]$$

або

$$\frac{p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \leq [\sigma]. \quad (5)$$

За другою теорією міцності:

а) у варіанті найбільших деформацій розтягу:

$$\sigma_{eq} = E \max\{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3\} = E\varepsilon_1 \leq [\sigma]$$

або

$$\begin{cases} (1+\nu)p \leq [\sigma], \quad \tau \leq \sqrt{2}p \\ (1+\nu)\frac{-p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \leq [\sigma], \quad \tau \geq \sqrt{2}p \end{cases}; \quad (6)$$

б) у варіанті найбільших за модулем нормальних деформацій:

$$\sigma_{eq} = E \max\{|\varepsilon_1|, |\varepsilon_2|, |\varepsilon_3|\} = E|\varepsilon_3| \leq [\sigma]$$

або

$$(1+\nu)\frac{p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \leq [\sigma]. \quad (7)$$

За третьою теорією міцності (за максимальними дотичними напруженнями):

$$\sigma_{eq} = |\sigma_1 - \sigma_3| \leq [\sigma]$$

або

$$\begin{cases} \frac{3p + \sqrt{p^2 + 4\tau^2}}{2} \leq [\sigma], & \tau \leq \sqrt{2}p \\ \sqrt{p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], & \tau \geq \sqrt{2}p \end{cases} \quad (8)$$

За четвертою теорією міцності (за октаедричними напруженнями):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq [\sigma]$$

або

$$\sqrt{3(p^2 + \tau^2)} \leq [\sigma]. \quad (9)$$

На рис. 2 в координатах, пропорційних до p, τ , зображено безпечні для матеріалу шарошки області, обмежені осями координат та лініями 1–6. Зона відсутності фрикційного проковзування лежить нижче від прямої $\tau = fp$. Отож, відповідно до обмежень (3) безпечною зоною експлуатації з'єднання з натягом під осьовим навантаженням є криволінійний трикутник, утворений віссю абсцис, прямою $\tau = fp$ та однією з ліній 1–6.

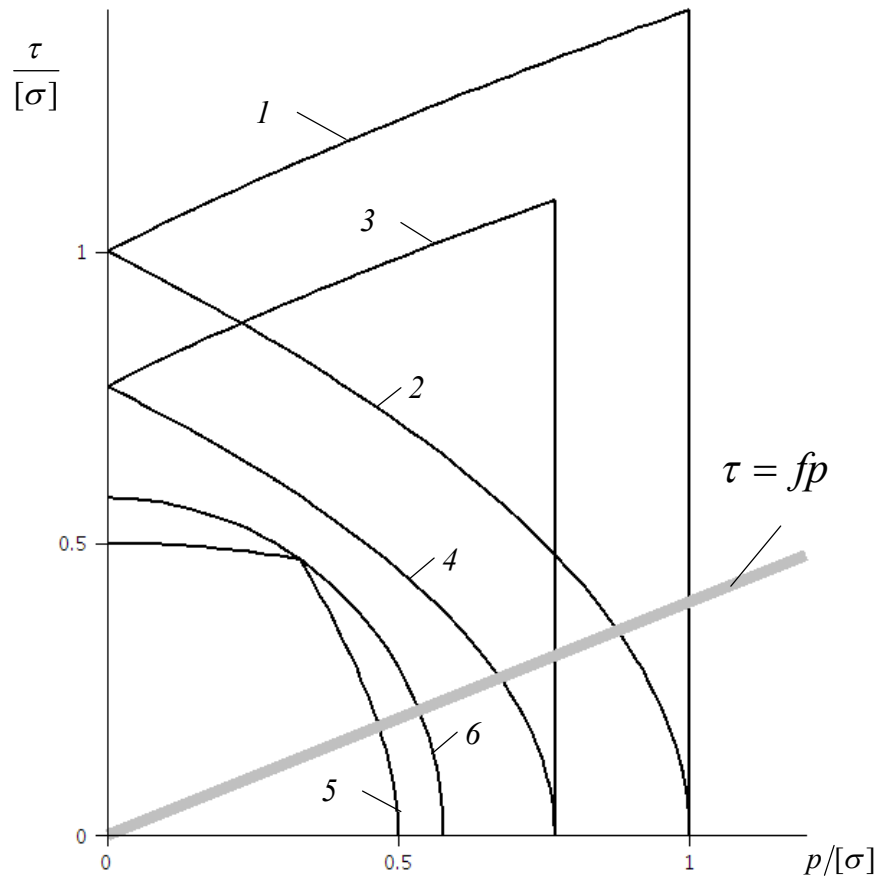


Рис. 2. Области допустимих значень p, τ за різними теоріями міцності: 1 – формула (4), 2 – (5), 3 – (6), 4 – (7), 5 – (8), 6 – (9)

Абсциса p_* точки перетину кривих $\sigma_{eq} = [\sigma]$ та $\tau = fp$ є оптимальним за даною теорією міцності натягом, який забезпечує максимальне $\tau_* = fp_*$, а, отже, і $\max_p Q = \tau_* S$

(“стелю” конструкції). При $p > p_*$ збільшення Q призведе до руйнування шарошки поблизу отвору, при $p < p_*$ – до ковзання зубця. Аналітичні формули для обчислення оптимальних натягів та максимальної несучої здатності наведено в таблиці. Залежності цих величин від коефіцієнта тертя подано на рис. 3. Номер рядка у таблиці та номер кривої на рис. 3 відповідають номеру кривої з рис. 2.

Таблиця 1. Рациональний проект з'єднання (за різними теоріями міцності).

№	Оптимальний контактний тиск $\frac{p^*}{[\sigma]}$	Найбільше осьове навантаження $\frac{Q_{\max}}{[\sigma]S}$
1	1	f
2	$\frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4f^2}}$	$\frac{2f}{1 + \sqrt{1 + 4f^2}}$
3	$\frac{1}{1 + \nu}$	$\frac{f}{1 + \nu}$
4	$\frac{2}{(1 + \nu)(1 + \sqrt{1 + 4f^2})}$	$\frac{2f}{(1 + \nu)(1 + \sqrt{1 + 4f^2})}$
5	$\frac{2}{3 + \sqrt{1 + 4f^2}}$	$\frac{2f}{3 + \sqrt{1 + 4f^2}}$
6	$\frac{1}{\sqrt{3(1 + f^2)}}$	$\frac{f}{\sqrt{3(1 + f^2)}}$

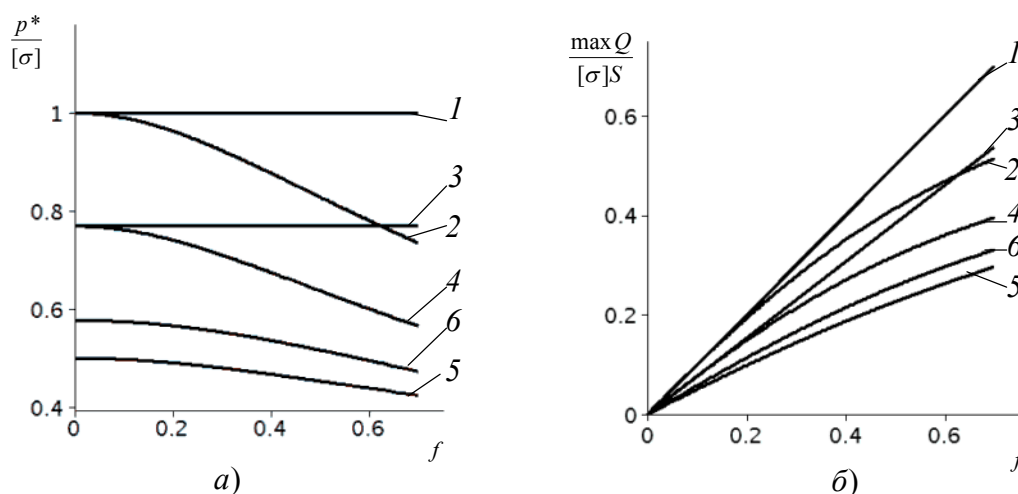


Рис. 3. Залежності оптимального контактного тиску (а) та гранично допустимого експлуатаційного навантаження (б) від коефіцієнта тертя

Традиційно третя теорія міцності є найбільш консервативною (криві 5). Близькі результати дає теорія Мізеса (криві 6), яку рекомендуємо для використання у цих задачах, оскільки тут відпадає потреба упорядковувати головні напруження.

У процесі збирання з'єднання немає можливості контролювати контактний тиск, його можна перерахувати через геометричний натяг (1). Оптимальний контактний тиск та $\max Q$ є інваріантними щодо вибору пружних властивостей матеріалів контактуючої пари (принаймні за нехтування впливом зовнішньої границі), у той же час оптимальний геометричний натяг уже залежить від пружних сталих. На рис. 4 зображено безпечні за Мізесом області навантаження у зведених координатах, пропорційних до Q та δ , за різних значень E_0/E при $\nu_0 = \nu = 0,3$ та $f = 0,4$.

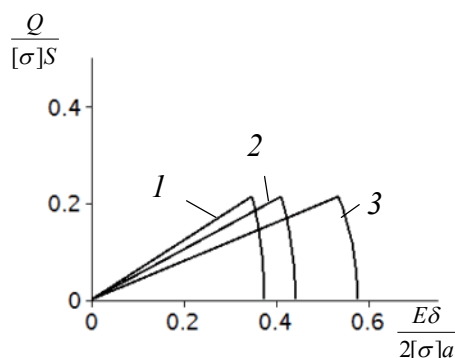


Рис. 4. Области допустимих значень Q , δ (за четвертою теорією міцності): 1 – $E_0/E = \infty$ [5], 2 – $E_0/E = 3$ (ВК–сталь), 3 – $E_0/E = 1$ (сталь–сталь)

Як бачимо, $\max Q$ є однаковим для усіх варійованих E_0/E , а оптимальні значення геометричного натягу зростають зі зменшенням модуля Юнга матеріалу зубця. Отриманий результат дозволяє рекомендувати для використання зубці з мінімальним армуванням хвостовика (фактично зубці із сталевим хвостовиком), які при дотриманні оптимального натягу забезпечать не гіршу несучу здатність долота, ніж суцільно твердосплавні вставки.

Висновки. Запропоновано аналітичну методику раціонального проектування з'єднання пружного зубця з шарошкою з урахуванням експлуатаційного осьового навантаження. Оптимальний натяг на поверхні спряження забезпечує максимальну несучу здатність конструкції при виконанні умов міцності та вимог непроковзування і нерозкриття стику. Показано, що при збереженні оптимального натягу вигідним є використання зубців з мінімальним армуванням хвостовика твердим сплавом без зниження несучої здатності долота. Отримані результати доцільно розвивати, враховуючи роботу матеріалу долота у пружно-пластичній зоні.

Список літератури:

1. Крылов К. А. Повышение эффективности и долговечности буровых долот / К. А. Крылов, О. А. Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.
2. Кершенбаума В. Я. Шарошечные долота: международный транслятор-справочник: международная инженерная энциклопедия / Кершенбаума В. Я., Торгашо-

ва А. В., Торгашова А. В. – М.: Недра, 2000. – 245 с. — (Серия “Нефтегазовая техника и технология”)

3. Исследование напряженно-деформированного состояния при запрессовке твердосплавных элементов вооружения шарошки бурового долота / [Р. М. Богомолов, Л. В. Морозов, Н. В. Носов, В. И. Кремлев] // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Сер.: Техн. науки. – 2005. – Вып. 39. – С. 98–103.

4. Кремлев В. И. Повышение долговечности буровых шарошечных долот на основе совершенствования технологии сборки и упрочнения шарошек с твердосплавными зубками [Текст]: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.02.08 / В. И. Кремлев; Гос. образоват. учреждение высш. проф. образования “Самар. гос. техн. ун-т”. – Самара, 2009. – 19 с.

5. Корнута В. А. Порівняльна оцінка несучої здатності дво- та трикомпонентного з'єднання “шарошка – твердосплавна вставка” / В. А. Корнута, І. П. Шацький // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 1. – С. 101–105.

6. Корнута В. Про розсіювання енергії в циклічно навантаженому контактї зубця з шарошкою / В. Корнута, І. Шацький // Вісник Терноп. нац. техн. ун-ту. – 2012. – № 3. – С. 49–56.

7. Бугай Ю. Н. Центробежно-армированный породоразрушающий буровой инструмент / Ю. Н. Бугай, И. В. Воробьев – Львов: Выща школа, 1989. – 208 с.

8. Петрина Ю. Д. Анализ надёжности з'єднання “зубок – шарошка” для комбінованих зубків / Ю. Д. Петрина, Б. О. Боруцак, В. І. Артим // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Сер.: Нафтогазопромислове обладнання. – 1997. – № 34. – С. 101–105.

9. Гречищев Е. С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.

10. Филин А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т. 1 / А. П. Филин – М.: Наука, 1975. – 832 с.

Надійшла до редакції 23.02.2013.

И. П. Шацкий, И. А. Шуляр, В. А. Корнута,
Л. Я. Ропяк

РАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОДБОР НАТЯГА В СОЕДИНЕНИИ ЗУБКА С ШАРОШКОЙ

Рассматривается задача рационального проектирования натяга в соединении упругого зубца и шарошки бурового долота с учетом осевого эксплуатационного усилия. Предложено аналитическую методику определения оптимального натяга и максимально допустимой нагрузки конструкции по разным теориям прочности в условиях отсутствия фрикционного скольжения стыка. Изучены зависимости оптимальных параметров от упругих и прочностных характеристик материалов и от коэффициента трения контактирующей пары. Обоснована целесообразность использования зубцов с низкой концентрацией твердого сплава в хвостовике без снижения несущей способности долота.

Ключевые слова: шарошка, зубец, осевая сила, оптимальный натяг

I. P. Shatsky, I. O. Shulyar, V. A. Kornuta,
L. Ya. Ropyak

RATIONAL SELECTION OF INTERFERENCE OF PRESSURE COUPLING INSERT WITH CONE

The problem of rational design of interference tightness in the connection of elastic shank and cone of drill bit is studied with considering of axial loading. For determining the optimal interference tightness and maximum allowable loading an analytical method has been designed. The dependence of the optimal parameters of elastic and strength properties of materials and the coefficient of friction of the contacting pair was studied. The appropriateness of shank with a low concentration of tungsten carbide in the holder without reducing the carrier capacity of the drill bit was validated.

Keywords: rolling cutter, teeth, axial force, optimal tightness