

решітки глини і сповільнюють їх руйнування. Незначне зростання маси взірців породи (85% глини + 15% піску) та 100% глини) пов'язане з їх низькою пористістю та низькою проникністю.

Порівнюючи дані табл. 2 з відповідними даними табл. 1, видно, що маса гідрофобізованих взірців породи під час перебування в фільтрах розчинів з різною концентрацією солі майже не змінювалась, або якщо і змінювалась, то незначно, що свідчить про незначне проникнення фільтрату в середину взірців породи. Тому і стійкість взірців породи до їх руйнування зростає в десятки, а в деяких випадках в сотні разів (табл. 1 і табл. 2).

Отже, на основі лабораторних досліджень, рекомендується для промислового впровадження при боротьбі з обвалюванням та осипанням стінок свердловини гідрофобно-адгезійна ванна з вмістом клеючої речовини 3-5% та витримкою її в свердловині проти порід, схильних до обвалювання, 6÷8 годин.

Література

1 Волобуєв А.І., Малярчук Б.М. Методичні вказівки з дисципліни “Механіка гірських порід” для студентів спеціальності 09.03. – Івано-Франківськ, 1994. – 13 с.

2 Гроднов В.Д. Физико-химические методы предупреждения осложнений в бурении. – М.: Недра, 1994. – 229 с.

3 Краткая химическая энциклопедия / Под редакцией Кнунянц И.Л. и др. Том.2. – М., 1963. – С. 1085.

4 Оринчак М.М., Оринчак М.І. Силікатно-калієва ванна. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 1. – С. 26-29.

5 Ясов В.Г., Мыслюк М.А. Осложнения в бурении. – М.: Недра, 1991. – 17 с.

УДК 622.323

КРУТНИЙ МОМЕНТ ШТАНГООБЕРТАЧА ДЛЯ ПРОВЕРТАННЯ СКЛОПЛАСТИКОВИХ НАСОСНИХ ШТАНГ ТА ОЦІНКА МІЦНОСТІ З'ЄДНАННЯ ЇХ ГОЛОВОК

¹Б.В.Копей, ²О.В.Максимук, ²Н.В.Щербина, ²Ю.С.Зінченко

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел/факс (03422)
e-mail: kopeyb@nimg.edu.ua

²ІППММ ім. Я.Підстригача, м. Львів, вул. Наукова, 3-б

Рассматривается методика для определения крутящего момента штанговертателя стеклопластиковых насосных штанг и проведен анализ прочности соединения стальных головок со стеклопластиковым телом.

A method for determination of rod rotator torque in fiberglass sucker rods and the strength of the connection between the metal heads and the fiberglass bodies is analyzed.

Часто виникає запитання – який крутний момент може передавати типовий штангообертач штанговій колоні. Це особливо важливо для склопластикових насосних штанг (СПНШ). В Україні створено виробництво насосних штанг з полімерних композитів, підтверджених патентами України № 29783А, 35751А, 35781А, 50094А та 50093А, розроблено нові технічні умови ТУ У 29.5 -13741713-002.2006 (замість ТУ У 13741713.001-2000), проведено промислово випробування насосних штанг та організовано серійне виробництво штангообертачів ОКШ-100 та ОКШБ-100 для штангових колон (ТУ.У. - 02070855-025-2000), підтверджені патентами України № 49211А та № 55848А, на Бориславській ЦБВО та ТзОВ “Русич”, які впроваджено в НГВУ “Долинанафтогаз”.

Для дослідження контактних напружень у конструктивному з'єднанні, виготовленому за спеціальною технологією, стержня з ПКМ і сталеві обойми (жорсткого бандажа) використовуємо узагальнену теорію оболонок типу Тимошенка [1]. Вибір даного варіанта теорії оболонок обумовлений: по-перше, необхідністю враховувати особливості механічної поведінки композитних матеріалів (низька зсувна жорсткість і обтиснення); по-друге, можливістю одержання фізично коректних розв'язків контактних задач.

Із загальних співвідношень зазначеної теорії для циліндричної оболонки за відсутності об'ємних навантажень:

рівняння рівноваги

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial S}{\partial \varphi} &= -2R\sigma_1^-, \\ \frac{\partial N_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial S}{\partial \alpha} + Q_2 &= -2R\sigma_2^-, \\ \frac{\partial M_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial H}{\partial \varphi} - RQ_1 &= -2hR\sigma_1^+, \\ \frac{\partial M_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial H}{\partial \alpha} - RQ_2 &= -2hR\sigma_2^+, \\ \frac{\partial Q_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial Q_2}{\partial \varphi} - N_2 &= -2R\sigma_3^-; \end{aligned} \quad (1)$$

співвідношення пружності

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{B_1}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \alpha} + \nu_{12} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + w \right) \right), \\ N_2 &= \frac{B_2}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + w + \nu_{21} \frac{\partial u}{\partial \alpha} \right), \\ Q_1 &= A_1 \left(\gamma_1 + \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \alpha} \right) + \frac{h}{3} \sigma_1^+, \\ Q_2 &= A_2 \left(\gamma_2 + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial w}{\partial \varphi} - v \right) \right) + \frac{h}{3} \sigma_2^+, \\ S &= \frac{B_{12}}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial \alpha} \right), \quad H = \frac{D_{12}h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha} \right), \\ M_1 &= \frac{D_1h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha} + \nu_{12} \frac{\partial \gamma_2}{\partial \varphi} \right), \\ M_2 &= \frac{D_2h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_2}{\partial \varphi} + \nu_{21} \frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha} \right). \end{aligned} \quad (2)$$

Тут:

$u, v, w, \gamma_1, \gamma_2$ – узагальнені переміщення серединної поверхні оболонки;

N_1, N_2, S, Q_1, Q_2 і M_1, M_2, H – рівнодійні (зусилля і моменти) напружень;

$\sigma_i^\pm = \frac{1}{2} (\sigma_{3i}^+ \pm \sigma_{3i}^-)$, $\sigma_{31}^\pm, \sigma_{32}^\pm, \sigma_{33}^\pm$ – задані на лицевих поверхнях ($z = \pm h$) напруження;

$2h, R$ – товщина і радіус серединної поверхні оболонки;

α – безрозмірна довжина твірної, віднесена до радіуса;

φ – центральний кут дуги напрямної.

Характеристики жорсткості визначаються за формулами, які наведені в [1]. Для трансверсально ізотропного матеріалу вони визначаються так:

$$B_1 = B_2 = B = \frac{2Eh}{1-\nu^2}, \quad D_1 = D_2 = D = \frac{2Eh^2}{3(1-\nu^2)},$$

$$B_{12} = \frac{Eh}{1+\nu}, \quad D_{12} = \frac{Eh^2}{3(1+\nu)}, \quad \Lambda_1 = \Lambda_2 = \Lambda' = \frac{5}{3} hG'.$$

У разі розв'язування конкретних контактних задач співвідношення (1), (2) необхідно

доповнити умовами контакту між елементами конструкції і крайовими умовами. Запропонована математична модель дає змогу враховувати як ідеальний контакт (відсутнє тертя, проковзування, відлипання), так і контакт через тонкий клейовий прошарок. Розглянуті нижче випадки навантаження оболонки дають змогу звести задачу визначення контактних напружень до розв'язування відповідних лінійних одновимірних контактних задач, які надаються формалізації. Основні рівняння, що описують такі задачі, зводяться до систем звичайних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами в нормальній формі Коші. У рамках математичної моделі [1] розглядається кручення композитної циліндричної оболонки, яка взаємодіє на ділянці $0 \leq \alpha \leq c$ її довжини з жорстким бандажем (рис. 1). Для забезпечення необхідної міцності з'єднання оболонки з ПКМ зі сталеву обіймою контакт відбувається через клейовий прошарок товщини $2h_k$. Несуча здатність даного конструктивного з'єднання, з огляду на умови навантаження, визначається максимальним моментом M , який прикладений до вільного торця оболонки. За заданих умов навантаження лицевих поверхонь оболонки ($\sigma_2^\pm = 0, \sigma_3^- = 0$) дія бандажа виявляється тільки через тангенціальну реакцію.

Таким чином, задача полягає у визначенні контактної дотичної напруження $\tau(\alpha)$, що виникає в області зчеплення $0 \leq \alpha \leq c$ складових елементів конструкції [2].

У цьому випадку з рівнянь (1), (2) одержимо основні співвідношення:

рівняння рівноваги

$$\frac{dS}{d\alpha} + Q_2 = -R(\sigma_{31}^+ - \sigma_{31}^-), \quad (3)$$

$$\frac{dH}{d\alpha} - RQ_2 = -hR(\sigma_{31}^+ + \sigma_{31}^-);$$

співвідношення пружності

$$S = \frac{B_{12}}{R} \frac{dv}{d\alpha}, \quad Q_2 = \Lambda_2 \left(\gamma - \frac{1}{R} v \right) + \frac{h}{3} (\sigma_{31}^+ + \sigma_{31}^-),$$

$$H = \frac{D_{12}h}{R} \frac{d\gamma}{d\alpha}, \quad M = 2\pi R(H + SR), \quad (4)$$

де: $\gamma = \gamma_2$ – кут повороту нормального волокна; v – переміщення в напрямку координати α .

З умов задачі випливає, що $\sigma_{31}^- = 0$,

$$\sigma_{31}^+(\alpha) = \begin{cases} \tau(\alpha), & 0 \leq \alpha \leq c, \\ 0, & c < \alpha \leq L, \end{cases} \quad (5)$$

де $\tau(\alpha)$ – невідоме контактне напруження.

З урахуванням навантаження і закріплення торців оболонки граничні умови формулюються в такий спосіб:

$$\begin{aligned} \gamma = 0, \quad v = 0 & \quad (\alpha = 0), \\ S = 0, \quad H = H_0 & \quad (\alpha = L). \end{aligned} \quad (6)$$

У разі наявності адгезійного шару в області контактної взаємодії оболонки і бандажа умова контакту має вигляд

$$v(\alpha) = -k\tau(\alpha) \quad (0 \leq \alpha \leq c), \quad (7)$$

де: $k = 2h_k / G'_k$ – коефіцієнт, який характеризує зсувну жорсткість адгезійного шару;

G'_k – модуль зсуву.

Отже, математична модель сформульованої задачі – це система диференціальних рівнянь (3) разом з умовами (6) і (7).

Систему рівнянь (3) зображаємо в універсальному вигляді (нормальна форма Коші), що дає змогу без утруднень застосувати описану вище методику до досліджуваної контактної задачі. В описаному випадку матриця

$A = \{a_{ij}\}_{i,j=1}^4$ має такі відмінні від нуля елементи:

$$a_{13} = 1, \quad a_{14} = 1, \quad a_{31} = \frac{\Lambda_2 R^2}{D_{12} h}, \quad a_{32} = -\frac{l}{R} a_{31},$$

$$a_{41} = -\frac{R \Lambda_2}{l B_{12}}, \quad a_{42} = \frac{\Lambda_2}{B_{12}}.$$

Решта елементів матриці A дорівнюють нулю.

Вектори $Z(\alpha)$ і $F(\alpha)$ тут визначаються в такий спосіб:

$$Z(\alpha) = (z_1, \dots, z_4)^T = \left(\gamma, \bar{v}, \frac{d\gamma}{d\alpha}, \frac{d\bar{v}}{d\alpha} \right)^T,$$

$$F(\alpha) = (0, 0, \mu \bar{\sigma}_{31}^+, \chi \bar{\sigma}_{31}^+)^T,$$

де: $\mu = -\frac{5 R^2 E}{6 D_{12}}, \quad \chi = -\frac{R E}{l B_{12}} \left(\frac{h}{6} + R \right), \quad \bar{v} = v/l,$

$\bar{\sigma}_{31}^+ = \sigma_{31}^+ / E$ – безрозмірні величини;

σ_{31}^+ визначається згідно з (5).

Одержуємо розв'язок крайової задачі (3), (6) у вигляді

$$z_i(\alpha) = \sum_{k=1}^4 C_k g_{ik}(\alpha) + \int_0^\alpha (\mu g_{i3}(\alpha-s) + \chi g_{i4}(\alpha-s)) \bar{\tau}^+(s) ds, \quad i=1, \dots, 4. \quad (8)$$

Із умов (6) при $\alpha = 0$, випливає що $C_1 = C_2 = 0$. Ще дві сталі C_3, C_4 визначаються з умов (6) при $\alpha = L$.

На підставі (8) для тангенціального переміщення в області контакту $0 \leq \alpha \leq c$ одержуємо вираз

$$\bar{v}(\alpha) = z_2(\alpha) = C_3 g_{23}(\alpha) + C_4 g_{24}(\alpha) + \int_0^c (\mu g_{23}(\alpha-s) + \chi g_{24}(\alpha-s)) \bar{\tau}^+(s) ds.$$

Далі відповідно до описаної схеми розв'язування контактна задача зводиться до інтегрального рівняння відносно $\tau^* = \tau R^2 / H_0$, де

$$K(\alpha, s) = \frac{1}{k_0} \begin{cases} \mu g_{23}(\alpha-s) + \chi g_{24}(\alpha-s) - y_3(\alpha), & 0 \leq s \leq \alpha; \\ -y_3(\alpha), & \alpha < s \leq c, \end{cases}$$

$$y_3(\alpha) = y_1(\alpha)(\mu g_{33}(L-s) + \chi g_{34}(L-s)) + y_2(\alpha)(\mu g_{43}(L-s) - \chi g_{44}(L-s)),$$

$$y_1(\alpha) = \frac{1}{\delta} (g_{44}(L)g_{23}(\alpha) - g_{43}(L)g_{24}(\alpha)),$$

$$y_2(\alpha) = \frac{1}{\delta} (g_{33}(L)g_{24}(\alpha) - g_{34}(L)g_{23}(\alpha)),$$

$$\delta = g_{33}(L)g_{44}(L) - g_{43}(L)g_{34}(L),$$

$$f(\alpha) = \frac{R^3 E}{D_{12} h} y_1(\alpha), \quad k_0 = \frac{kE}{l}.$$

Використовуючи знайдений розв'язок (8), згідно з (4) для визначення безрозмірної величини крутного моменту $H^* = H/H_0$ в області $0 \leq \alpha \leq c$ одержуємо формулу

$$H^*(\alpha) = \frac{D_{12} h}{ER^3} (C_3 g_{33}(\alpha-s) + C_4 g_{34}(\alpha)) + \int_0^c (\mu g_{33}(\alpha-s) + \chi g_{34}(\alpha-s)) \tau^*(s) ds. \quad (9)$$

В області $c \leq \alpha \leq L$ функція $H^*(\alpha)$ має вигляд (9), лише верхня межа інтегрування α замінюється на c . На підставі (4) і (8) для зсувного зусилля $S^* = SR/H_0$ у вказаній області $c \leq \alpha \leq L$ можемо записати

$$S^*(\alpha) = \frac{B_{12} l}{ER^2} (C_3 g_{43}(\alpha) + C_4 g_{44}(\alpha)) + \int_0^c (\mu g_{43}(\alpha-s) + \chi g_{44}(\alpha-s)) \tau^*(s) ds. \quad (10)$$

В області $c < \alpha \leq L$ функція $S^*(\alpha)$ визначається аналогічно функції $H^*(\alpha)$ в цій області.

Враховуючи особливості композитних матеріалів щодо міцності, важливо знайти розподіл дотичних напружень σ_{12}^* уздовж та по товщині циліндричної оболонки. Розрахунок безрозмірної величини напруження $\sigma_{12}^* = R^2 \sigma_{12} / H_0$ здійснювався за формулою

$$\sigma_{12}^* = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{h} \right) S^* + \frac{3}{2} \left(\frac{R}{h} \right)^2 H \left(\frac{z}{h} \right),$$

де $-h \leq z \leq h$.

Отже, маючи розв'язки контактних задач легко виписати основні характеристики напружено-деформованого стану оболонки. Метод побудови розв'язку контактних задач дає достатню для інженерної практики точність результатів [4,5].

На рис. 1 зображено результати розрахунку дотичних контактних напружень $\tau^*(\alpha)$ при крученні оболонки. Графіки побудовано для

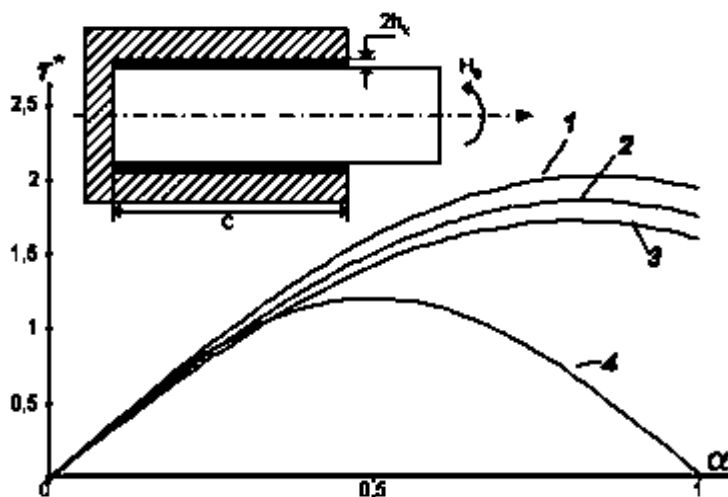


Рисунок 1 — Вплив клейового прошарку на контактне напруження при крученні композитної оболонки з жорсткою обоймою

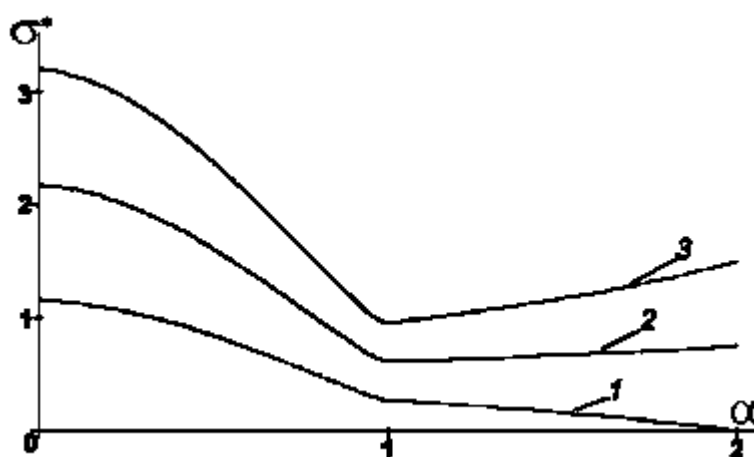


Рисунок 2 — Розподіл напруження σ_{12}^* по товщині композитної оболонки, з'єднаної з жорсткою обоймою

безрозмірної величини $\tau^*(\alpha) = R^2 \tau(\alpha) / H_0$. Задачу розв'язано для таких значень параметрів з'єднання:

$$E/G' = 7.6, \nu = 0.18, l/R = 2, h/R = 1, c/R = 1, \\ h_k/h = 0.001, E = 19 \text{ ГПа.}$$

Криві 1–4 побудовано для значень параметра $G'_k = 0.95, 1.0, 1.05, 2.8$ ГПа відповідно. На рис. 2 зображено графіки розподілу напруження σ_{12}^* по товщині композитної оболонки вздовж осової координати α . Криві 1–3 побудовано при $z = 0, 0.5, 1.0$ відповідно, де $\bar{z} = z/h$. З поданих на рис.1 графіків можна зробити висновок, що максимум контактного напруження $\tau^*(\alpha)$ досягається на деякій відстані від жорстко закріпленого краю, причому зі збільшенням G'_k концентрація τ^* зменшується, а максимум при цьому спостерігається ближче до закріпленого краю.

Відзначимо, що запропонована методика розв'язування контактних задач зручна в застосуванні, здійснена програмна реалізація її, що дає змогу виконувати багатопараметричний аналіз розрахункових величин.

Проведені дослідження показали, що міцність з'єднання типу оболонка-бандаж визначається рівнем контактних напружень, що залежить від широкого комплексу характеристик з'єднання.

Зокрема, наявність клейового прошарку в області контактної взаємодії оболонки і бандажа підвищує контактну міцність конструктивного з'єднання в цілому. Ці результати були використані в експериментальних дослідженнях насосних штанг із ПКМ [4].

На підставі проведених досліджень створено ряд промислових зразків насосних штанг із ПКМ, що порівняно зі сталевими мають значні переваги: дають змогу підвищити опірність корозійній дії агресивних середовищ, істотно скоротити їхню аварійність при експлуатації.

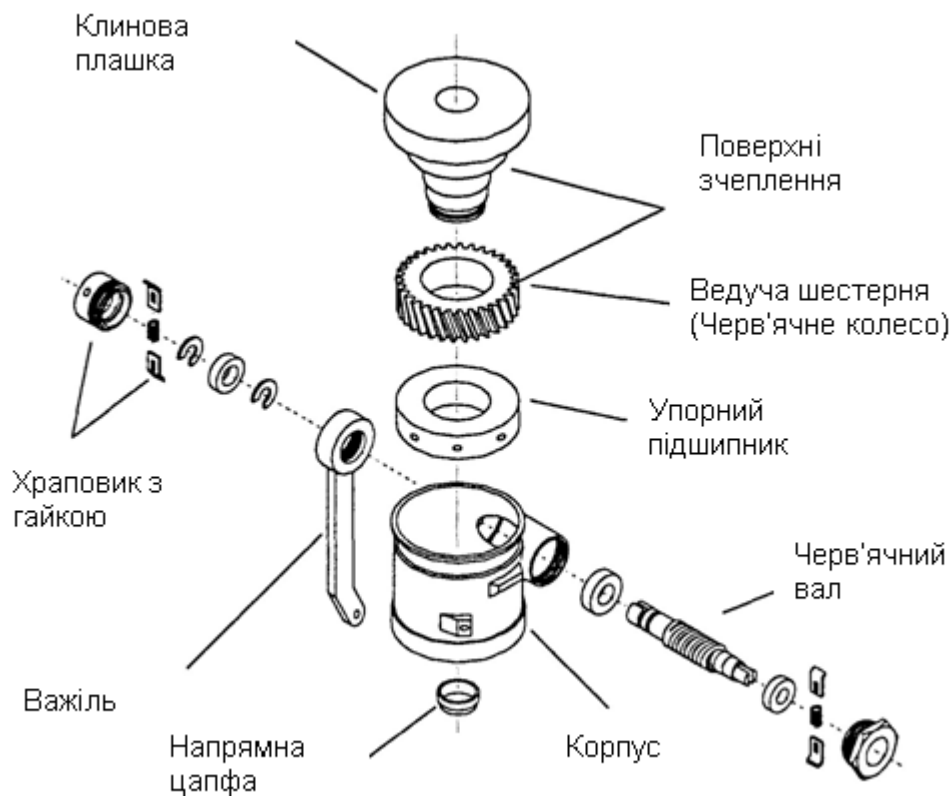


Рисунок 3 — Штангообертач з храповою передачею

За останні декілька років доволі часто виникало запитання, який крутний момент може передавати типовий штангообертач склопластиковій штанговій колоні. В цій статті розглянуто літературні дані та результати випробувань штангообертачів моделей ОКШ-100, ОКШ-100Б, Weatherford, T-164™, T-252™, T-302™ і T-302SG™. Результати випробування полягають [6] в порівнянні навантаження на важелі та вихідного крутного моменту, виміряного в момент проковзування, що відбувається на фрикційному з'єднанні між черв'ячним колесом (храповим колесом) і клиновою плашкою різних за конструкцією штангообертачів.

Крім того, у статті представлено аналіз роботи штангообертача з жорстким приводом, для випадку виникнення великого зносу з одної сторони протекторів-скребків. У цього типу штангообертача використовуються спеціальні елементи для з'єднання черв'ячного колеса з клиновою плашкою і для запобігання проковзування між штанготримачем і верхнім торцем клинової плашки.

Нами було поставлено дві мети. Перша мета – визначити, чи може крутний момент, що створює будь-який з розглянутих штангообертачів, зруйнувати сталеві або склопластикові штанги. Друге завдання – виміряти кількість ходів для кожного штангообертача для повороту колони на один оберт.

Штангообертачі залежні від двох фрикційних з'єднань, які зображені в розібраному виді штангообертача на рис. 3, для передачі оберто-

вого руху та крутного моменту штанговій колоні. Перше фрикційне з'єднання знаходиться між черв'ячним колесом та нижньою поверхнею клинової плашки. Друге фрикційне з'єднання знаходиться ззовні між верхнім торцем клинової плашки та нижньою поверхнею серги полірованого штоку. Ці дві фрикційні площини в дійсності є зчепленнями, тобто обмежувачами крутного моменту. Як наслідок, величина крутного моменту, що передається до колони штанг, регулюється мінімальним зусиллям на важелі для стискання поверхонь, площею поверхонь контакту і коефіцієнтом тертя між поверхнями.

Було проведено випробування штангообертачів на величину крутного моменту на виході порівняно з навантаженням на важелі. Для кожного навантаження на упор натискалася рукоятка важеля, поки не відбувалося проковзування у внутрішньому зчепленні. В цій точці для кожного навантаження був записаний максимальний крутний момент, що передавався клинової плашці.

В той же час проводились випробування, пов'язані з визначенням кількості ходів насоса, необхідних для кожного оберту колони насосних штанг. Виходячи з припущення, що рукоятка важеля (див. рис. 3) здійснює поворот на 1/4 оберту або на 90° при одному ході насосу (один повний оберт балансира), було також визначено кількість ходів насосу за один оберт колони насосних штанг.

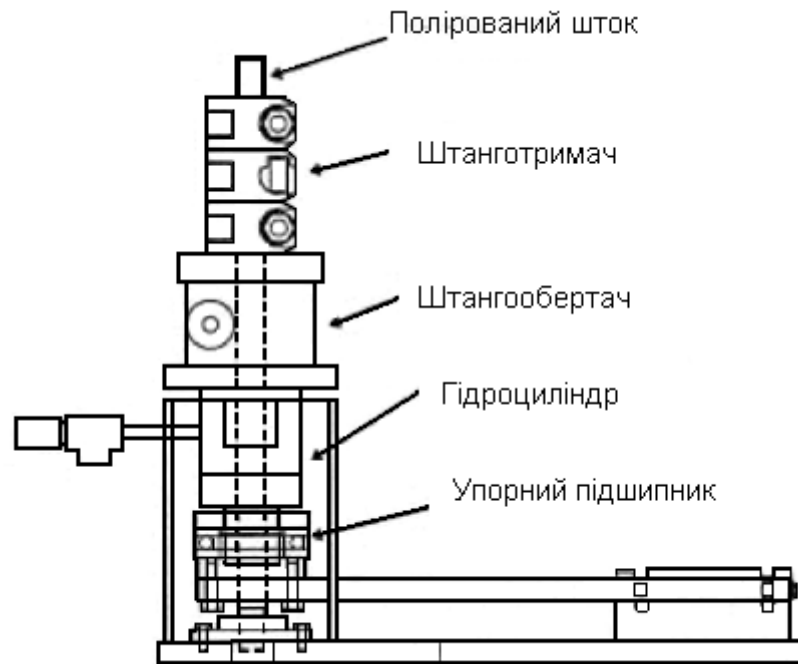


Рисунок 4 — Стенд для випробовування штангообертачів

Випробовування штангообертачів

Для моделювання навантажень на штангу було створено випробувальний стенд. Гідравлічний циліндр було використано для прикладання певного зусилля на штанготримач, який опирається на верхній торець клинової плашки. Кожне навантаження було виміряно і записано за допомогою датчика тиску і стрічкового самописця. Зусилля до рукоятки важеля прикладалося до того моменту, поки не відбувалося проковзування в одному з фрикційних з'єднань. Зовнішній крутний момент при кожному навантаженні було визначено за допомогою прикладання важеля певної довжини до полірованого штоку і вимірювання сили на кінці цього важеля. Навантаження на важелі було також виміряно і записано за допомогою давача тиску і стрічкового самописця. В результаті, крутний момент було пораховано для кожного змодельованого навантаження на полірованому штоку шляхом перемноження сили на кінці важеля на довжину важеля. Щоб переконатися у точності процесу, перед кожним випробуванням штангообертачів було проведено вимірювання сили тертя в стенді без встановленого штангообертача. Точний крутний момент без врахування опору тертя стенду було розкладено на множники по записаному значенню крутного моменту для кожного штангообертача за допомогою регресійного лінійного аналізу. Стенд для випробування зображено на рис. 4.

Обмеження крутного моменту для насосних штанг

Необхідно враховувати три умови для визначення максимального крутного моменту, який може витримати колона насосних штанг.

Дві з них стосуються сталевих насосних штанг, третя – склопластикових.

По-перше, у величині крутного моменту необхідно враховувати межу текучості матеріалу насосної штанги.

По-друге, максимальний крутний момент, що дозволений під час монтування з'єднання кінців насосних штанг з муфтами. Для деяких марок і розмірів штанг існують обмеження на межу текучості тіла насосної штанги. Для інших марок і розмірів встановлено обмеження на величину крутного моменту при монтуванні.

Третя умова стосується крутного моменту, необхідного для нерухомого з'єднання між металевою головкою та склопластиковим тілом насосних штанг.

Обмеження 1. Крутний момент, при якому відбувається руйнування циліндричного сталевого тіла визначається за формулою [7]:

$$M_{кр} = \frac{8 \cdot [\tau] \cdot J}{3 \cdot d}, \quad (11)$$

де: d – діаметр штанги;

J – центральний полярний момент інерції;

$[\tau]$ – максимальне допустиме напруження зсуву, що визначається [8], як добуток допустимого напруження при розтязі сталі на 0,577.

Для циліндричного поперечного перерізу

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \quad (12)$$

Підставивши цей вираз у формулу (11), отримаємо

$$M_{кр} = \frac{d^3 \cdot [\tau]}{12}. \quad (13)$$

Таблиця 1 — Крутні моменти для насосних штанг певних марок і розмірів

Діаметр штанги, мм	Марка штанги	Граничний крутний момент, Н·м	Момент згвинчування різби, Н·м	Граничний крутний момент з'єднання СПНШ, Н·м
16	20Н2М	252	288-298	—
16	15Н3МА	356	288-298	—
19	20Н2М	434	461-474	—
19	15Н3МА	614	461-474	—
22	20Н2М	688	656-705	—
22	15Н3МА	975	656-705	—
25	20Н2М	1028	1039-1084	—
25	15Н3МА	1456	1039-1084	—
28	20Н2М	1463	1400-1491	—
28	15Н3МА	2072	1400-1491	—
22	СПНШ	—	—	150

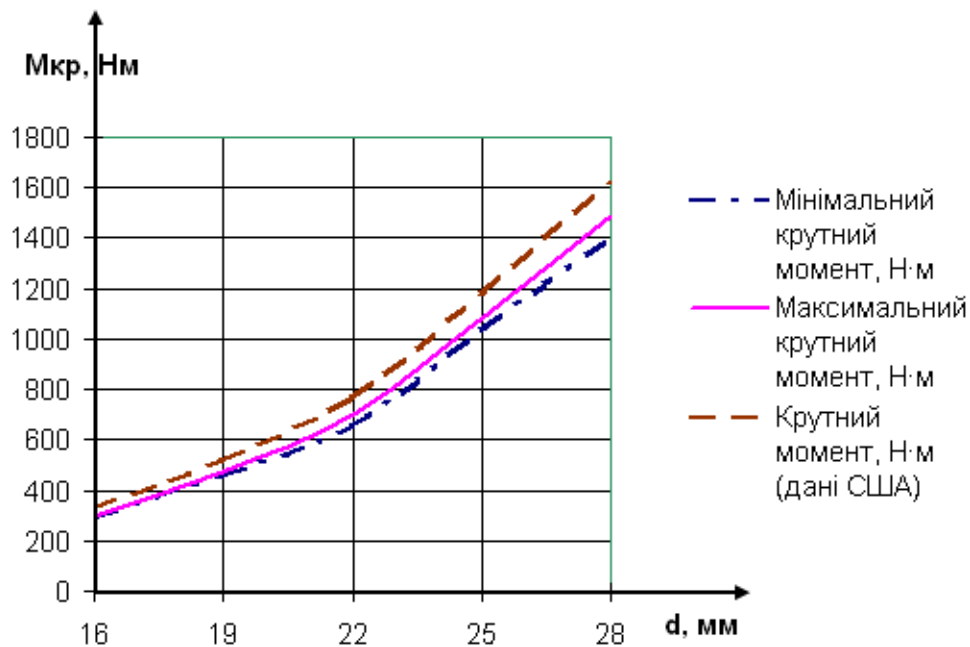


Рисунок 5 — Графік залежності допустимого крутного моменту згвинчування різб від діаметра насосних штанг

Результати розрахунків крутних моментів для певних марок і розмірів насосних штанг наведено в таблиці 1.

На рис. 5 зображено залежність крутного моменту згвинчування різб насосних штанг, що визначається за даними таблиці 1, від діаметра насосних штанг. Для порівняння приведено графік, побудований за даними, отриманими американськими науковцями для відповідних діаметрів насосних штанг.

Штангообертачі з жорстким приводом

Під час розробки родовищ набагато частіше виникають поломки від заклинювання штангообертачів, ніж від перевищення допустимо-

го крутного моменту на колоні насосних штанг. Як правило, заклинювання виникає в свердловинах з великою кривизною свердловини. В цьому випадку, мінімальне навантаження на важелі настільки мале, що внутрішнє фрикційне з'єднання буде проковзувати до того, як крутний момент зможе повернути колону насосних штанг. Ознакою таких умов є нерівномірний знос колони насосних штанг. Великі бічні навантаження створюють достатній опір, що обумовлює заклинювання штангообертачів. В наслідок цього, штангообертач не виконує свою функцію рівномірного розподілу зносу скребків-протекторів на штангах. Вирішенням цієї проблеми є впровадження штангообертача з жорстким приводом, що зображено на рис. 6.

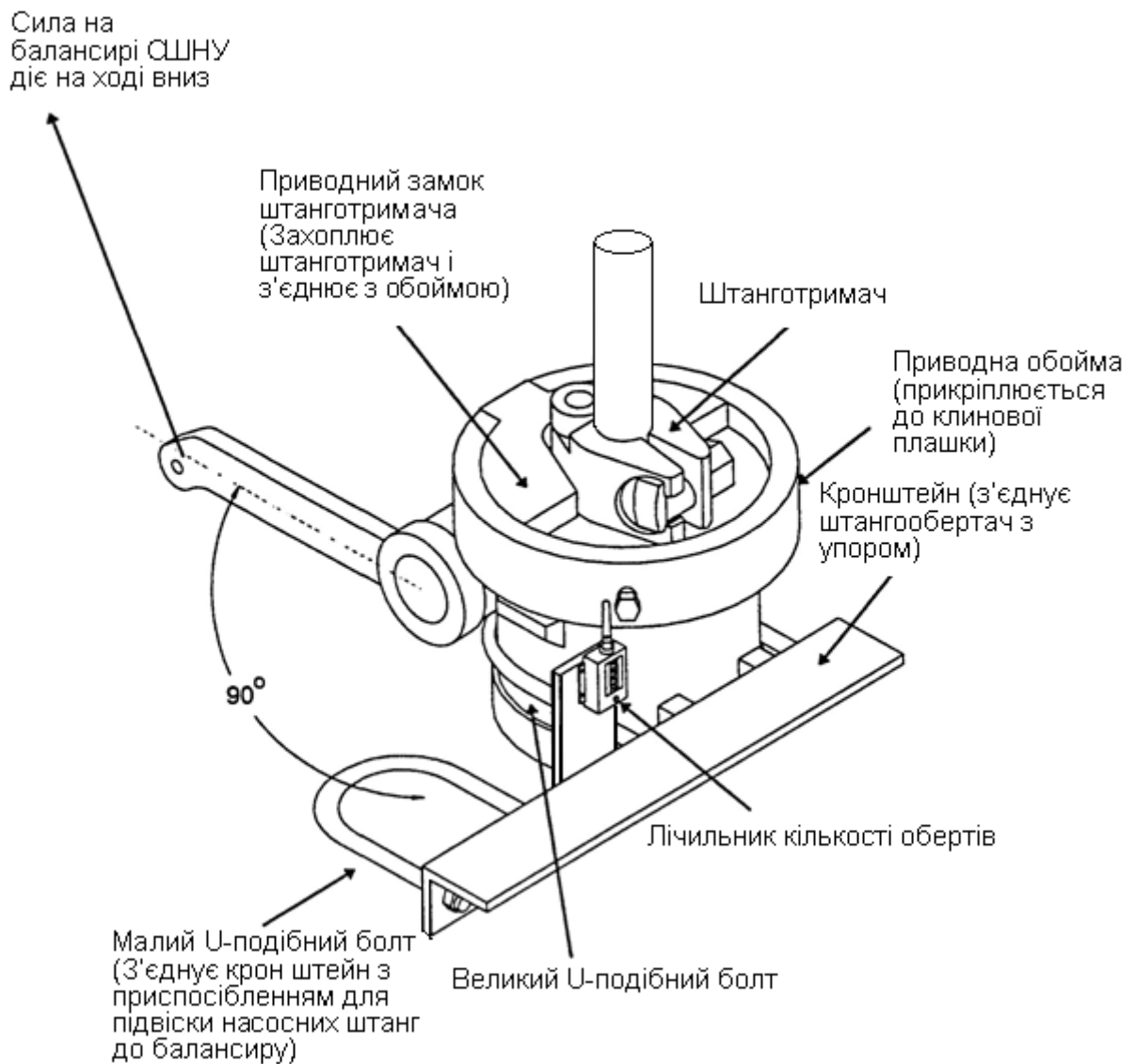


Рисунок 6 — Штангообертач з жорстким приводом

Література

1 Пелех Б.Л., Сухорольський М.А. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек. – К.: Наук. думка, 1980. – 216 с.

2 Насосні штанги і труби з полімерних композитів: Проектування, розрахунок, виробування / Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Розгонюк В.В., Копей В.Б. – Львів: ІПІММ ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2003. – 352 с.

3 Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.В., Кіндрачук С.Б. Контактна жорсткість конструктивного з'єднання композиційної оболонки зі сталеву обоймою при крученні // Машинознавство. – 1998. – №11/12. – С. 2-5.

4 Kopey B.V, Kopey I.B., Maksymuk O.V., Shcherbyna N.V. Development of steel head joints with fiberglass sucker rods on the base of contact stress investigation. Proceedings of International Symposium "Fatigue Design", Finland, Espo, 1998, pp. 603-612.

5 Maksymuk A., Shcherbyna N., Kopey B., Kopey V., Rozhoniuk V. Matrix Method in the Contact Problems for Anisotropic Cylindrical Shells. Computational mechanics. WCCM VI in conjunction with APCOM'04, Sept. 5-10, 2004, Beijing, China. 2004 Tsinghua University Press & Springer-Verlag.

6 Smith D. Rod Rotator Torque in Rod Strings. http://www.rmenergy.com/literature/techdata/rod_rotator_torque.pdf

7 Edward F. Byars and Robert D. Snyder: Engineering Mechanics of Deformable Bodies, 3rd edition, Harper & Row, 1975.

8 Virgil M. Faires. Design of Machine Elements, 4th edition, The Macmillan Company, 1965.