

## ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАТЯГНЕННЯ РІЗЬБ У ПРОЦЕСІ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

*Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, В.Б.Копей*

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)42166,  
e-mail: koreyb@nuing.edu.ua

*Описана методика определения моментов свинчивания резьб насосных штанг с учетом влияния масштабного фактора и величины границы текучести стали, даны рекомендации по применению механизированных ключей, которые обеспечивают затяжку резьбового соединения насосных штанг с контролируемым моментом свинчивания и рекомендации по разработке тарировочных графиков для отдельных моделей механизированных штанговых ключей.*

*The method of determination of moments of screwing together of sucker rods threads is described in the work taking into account the influence of scale factor and value of steel yield strength. The recommendations on application of the mechanized wrenches which provide screwing together of sucker rods threads with the controlled torque and recommendations on development of the graphs for the some models of the mechanized wrenches are given.*

Різьбові з'єднання – відповідальні вузли, які визначають міцність і надійність всієї конструкції. Прикладання недостатнього моменту згвинчування або перезатягування з'єднання може призвести до його руйнування.

Існуючі методики розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг не враховують вплив масштабного фактору і величини межі плинності сталі. Застосування ручних ключів для згвинчування не забезпечує точності виконання й точності контролю необхідного моменту згвинчування, оскільки із збільшенням швидкості загвинчування коефіцієнти тертя в різьбі й на торці зменшуються і внаслідок нерівномірного обертання інструмента в процесі затягування (перехоплення ключа, затягування ривками) можливі недотяжка або перетяжка різьбових з'єднань.

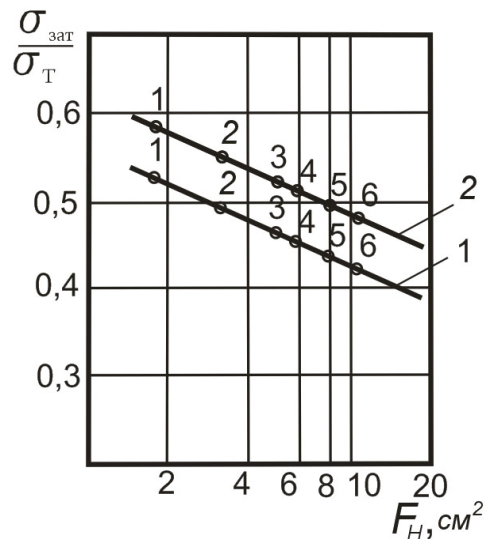
Отже, необхідно розробити методику розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг, в якій би враховувався вплив масштабного фактору і величина межі плинності сталі, обґрунтувати застосування гідравлічних ключів для згвинчування різьб насосних штанг.

Попереднє затягнення з'єднання насосних штанг передбачається не тільки для попередження саморозгвинчування з'єднання під час роботи, а також для запобігання втомного руйнування ніпеля. Тому необхідно через прикладений крутний момент попередньо затягнути різьбове з'єднання по осі таким чином, щоб верхнє і нижнє граничне напруження втомної міцності не перевищували оптимальну осьову складову попереднього затягнення, яка рівна за рекомендацією [1] щонайменше  $0,5-0,7 \sigma_T$ . Оптимальна величина затягнення упорних різьб за умови найвищого опору втомі складає  $0,425-0,53 \sigma_T$  [2] та визначається з наступної залежності (рис. 1):

$$k = \frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m} = 0,525 - 0,141lg \frac{A_z}{2}, \quad (1)$$

де:  $k$  – коефіцієнт затягнення;

$\sigma_{зат}$  – напруження затягнення, МПа;  
 $\sigma_m$  – межа плинності сталі, МПа;  
 $A_z$  – площа поперечного перерізу ніпеля, см<sup>2</sup>.



1 - 13 мм, 2 - 16 мм, 3 - 19 мм, 4 - 22 мм, 5 - 25 мм,  
6 - 29 мм (1 –  $0,425-0,53 \sigma_T$ , 2 –  $0,5-0,7 \sigma_T$ )

**Рисунок 1 – Залежність відношення оптимальних напружень затяжки до межі плинності сталі від площі поперечного перерізу в небезпечному перерізі різьби ніпеля штанг заданого діаметра**

Для площ поперечного перерізу ніпелів насосних штанг діаметром 13-29 мм, які рівні відповідно 183-1012 мм<sup>2</sup>, оптимальні напруження затягнення за формулою (1) складають таблицю 1.

В практиці видобування нафти згідно з ГОСТ 13877-96 та ТУ.У.00136538-010-96, а також стандартами АНІ можливе використання насосних штанг з різними механічними характеристиками [3-5]:

**Таблиця 1 – Оптимальні напруження зтягнення різьб насосних штанг**

Типорозмір штанг дюйми, мм	$A_z, \text{мм}^2$	$k = \frac{\sigma_{зам}}{\sigma_m}$
1/2", 13	183	0,530
5/8", 16	316	0,497
3/4", 19	423	0,479
7/8", 22	548	0,463
1", 25	762	0,443
1 1/8", 29	1012	0,425

сталь 40,  $\sigma_T=314$  МПа після нормалізації,  
сталь 20ХН,  $\sigma_T=340$  МПа після нормалізації,

сталь 20Н2М,  $\sigma_T=382$  МПа після нормалізації,

сталь 30ХМА,  $\sigma_T=392$  МПа після нормалізації та високого відпуску,

сталь 15Н3МА,  $\sigma_T=490$  МПа після нормалізації та високого відпуску,

сталі 15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ,  $\sigma_T=617$  МПа після гартування та високого відпуску,

сталь АRD3 нержавіюча  $\sigma_T=600$  МПа після гартування та високого відпуску,

сталь S200h  $\sigma_T=690-700$  МПа після нормалізації та відпуску,

сталь Norris 75 та Continental 8  $\sigma_T=827$  МПа після нормалізації та відпуску,

Oilwell W та Continental 10  $\sigma_T=1100$  МПа після гартування та високого відпуску.

В літературі рекомендують такі моменти згвинчування насосних штанг [6-8] (таблиця 2).

Моменти зтягнення різьбових з'єднань насосних штанг, які наведені в табл. 2, отримані для напруження  $\sigma_{зам}$ , які досягають 270 МПа, і не враховують ні вплив масштабного фактору ні величину межі плинності сталі  $\sigma_m$ .

Крім того, для попередження розкриття стиків під час дії змінних навантажень та вібрацій штангової колони потрібно оптимальний момент збільшити на 20%.Тоді діапазон максимальних напружень зтягування для насосних штанг діаметром 13-29 мм складе (0,51-0,636)  $\sigma_T$ , що відповідає рекомендаціям [1].

Враховуючи залежність (1), крутні оптимальні моменти зтягнення будуть функцією діаметра різьби ніпеля та величини межі плинності сталі  $\sigma_T$  і тому пропонується розраховувати їх за формулою

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left( \frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right), \quad (2)$$

де:  $M_d$  – момент згвинчування різьби штанги, Н·м;

$F_v$  – сила попереднього зтягнення, кН;

$F_v = k \sigma_m A_z$ ;

$P$  – крок різьби,  $P=2,54$  мм;

$D_2$  – середній діаметр різьби, м;

$\mu''$  – коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби,  $\mu''=0,17$ ;

$\alpha$  – половина кута профілю різьби  $\alpha=30^\circ$ ;

$D_A$  – середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель, м;

$\mu_A$  – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель,  $\mu_A=0,15$ ;

$A_z$  – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки), м<sup>2</sup>.

### Сили, що діють у різьбовому з'єднанні

При правильному згвинчуванні різьбове з'єднання насосних штанг, тобто з'єднання ніпеля і муфти з упором, являє собою частину такої ж міцності, як і гладке тіло штанги (рисунок 2).

Під правильним згвинчуванням розуміється змащування різьби відповідно до вимог стандартів і зтягнення з'єднання оптимальним моментом згвинчування. Зтягнення необхідним моментом згвинчування означає попереднє

**Таблиця 2 – Рекомендовані моменти згвинчування насосних штанг (Н·м)**

Штанги	Ном. діаметр дюйми мм					
	1/2" 13	5/8" 16	3/4" 19	7/8" 22	1" 25	1 1/8" 29
20Н2М ГОСТ 13877-96	-	288-298	461-474	656-705	1039-1084	1400-1491
API RP 11 BR США	-	298-328	474-522	705-775	1084-1193	1491-1640
VM125 SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
S200h SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638
N2P SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
ARD3 SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638

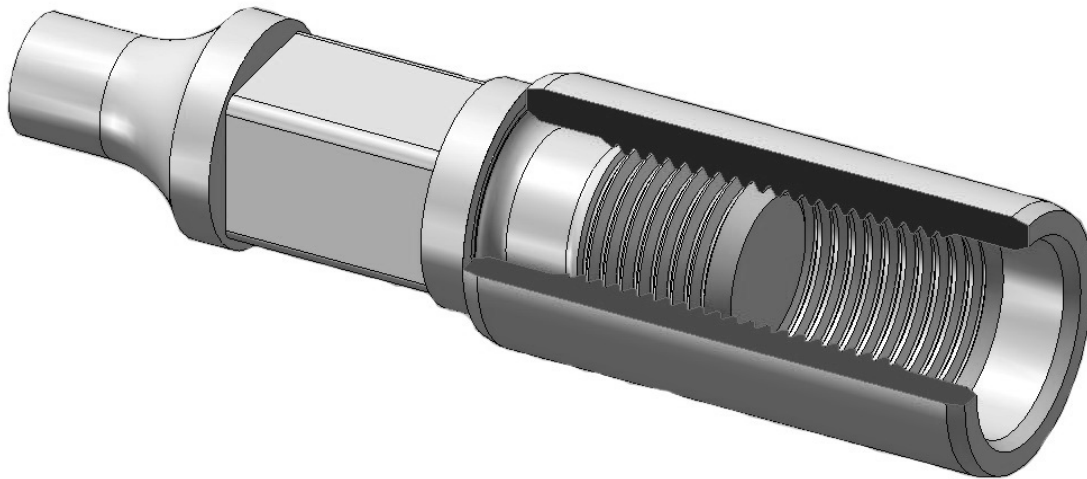


Рисунок 2 — Зібране з'єднання ніпеля і муфти насосної штанги з упором

затягнення та створення контактних напружень на поверхнях торців, які мають бути вищі очікуваного максимального верхнього напруження в колоні штанг для попередження розкриття стику, але обов'язково нижчі межі плинності металу.

Таким чином виникають такі питання:

- Як вибрати величину оптимального попереднього затягнення з'єднання штанг?
- Яким крутним моментом досягається оптимальне попереднє затягнення?
- Як забезпечити правильний момент затягнення?

Наскільки важливо ретельне очищення та достатнє змачення різьби, можна побачити з того, що близько 90% моменту, який прикладений до загвинчуваного, чистого й змаченого з'єднання йде на тертя у витках (40%) і на тертя між опорними поверхнями (50%); тільки 10% моменту затягнення залишається для створення потрібного напруження на контактних поверхнях. На прикладі демонструються сили, що діють у різьбовому з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм фірми SBS, Австрія ( $\frac{3}{4}''$ -S200h).

#### Приклад:

Розрахуємо оптимальний крутний момент згвинчування різьби насосної штанги (рис. 3) за формулою

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left( \frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right),$$

де:

$$F_v = k \sigma_m A_z = 0,479 \cdot 700 \cdot 10^6 \cdot 423 \cdot 10^{-6} = 141800 \text{ Н};$$

$$M_d = \frac{141800}{2} \left( \frac{2,54 \cdot 10^{-3}}{3,14} + \frac{25,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,17}{0,866} + 34,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \right) = 780 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Максимальний момент затягування буде на 20% вищим і складе 936 Н·м.

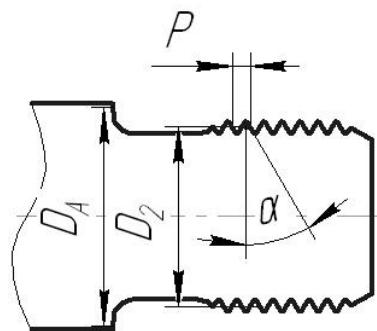


Рисунок 3 – Розрахункова схема різьби насосної штанги

Якщо на дане різьбове з'єднання діє ще й максимальне робоче навантаження 65 кН при ході штанг вгору, то загальне напруження в різьбі ніпеля при оптимальному затягненні:

$$\sigma_{Z33a} = \sigma_{ZV} + \frac{F_b}{A_z + A_m} = 335,3 \cdot 10^6 + \frac{65 \cdot 10^3}{423 \cdot 10^{-6} + 765 \cdot 10^{-6}} = 390 \text{ МПа},$$

та загальне напруження в різьбі ніпеля при максимальному затягненні досягне 457 МПа.

При мінімальній границі текучості  $\sigma_T = 700$  МПа коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Z33a}} = \frac{700}{390} = 1,79,$$

при максимальному затягненні

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Z33a}} = \frac{700}{457} = 1,53,$$

що є достатнім при розрахунку на міцність.

При цьому:

$M_d$ – оптимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}''$ (19 мм)	780 Н·м
максимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}''$ (19 мм)	936 Н·м.

**Таблиця 3 – Дані для розрахунку сил, що діють в різьбовому з'єднанні насосних штанг**

Типорозмір дюйми, мм	P, мм	$D_Z$ , мм	$D_A$ , мм	$A_M$ , мм <sup>2</sup>	$A_Z$ , мм <sup>2</sup>	$\delta$ , мм	$\delta_Z$ , мм
1/2", 13	2.54	17.27	22.90	356	183	11.1	11.1
5/8", 16	2.54	22.05	30.20	519	316	13.1	13.1
3/4", 19	2.54	25.22	34.90	765	423	15.1	15.1
7/8", 22	2.54	28.40	38.10	949	548	17.1	17.1
1", 25	2.54	33.15	45.30	1465	762	20.2	20.2
1 1/8", 29	2.54	37.91	50.80	1619	1012	22.2	22.2

$F_V$  – сила попереднього затягнення 141,8 кН  
 $F_b$  – робоче навантаження 65 кН  
 $P$  – крок різьби 2,54 мм  
 $D_2$  – середній діаметр різьби 25,22 мм  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби 0,17  
 $\alpha$  – половина кута профілю різьби 30°  
 $D_A$  – середній діаметр контактної поверхні муфта – ніпель 34,9 мм  
 $\mu_A$  – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель 0,15  
 $\sigma_{ZV}$  – напруження в різьбовій частині ніпеля від попереднього затягнення 335,3 МПа  
 $A_z$  – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки) 423 мм<sup>2</sup>  
 $A_m$  – несуча кільцева поверхня муфти 765 мм<sup>2</sup>  
 $\sigma_{заг}$  – загальне напруження в ніпелі 390 МПа  
 $\sigma_T$  – мінімальна границя текучості 700 МПа

Видовження  $l_Z$  ніпеля від попереднього затягнення:

$$l_Z = \frac{F_V \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{423 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0241 \text{ мм.}$$

Скорочення  $l_M$  муфти від попереднього затягнення:

$$l_M = \frac{F_V \cdot \delta_M}{A_m \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{765 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0133 \text{ мм.}$$

Видовження  $l_Z + \Delta l_Z$  ніпеля від попереднього та робочого навантаження:

$$l_Z + \Delta l_Z = \frac{\sigma_{заг} \cdot A_Z \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{390 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0280 \text{ мм ;}$$

$$\Delta l_Z = 0,0280 - 0,0241 = 0,0039 \text{ мм.}$$

Щоб поверхні контакту муфти й ніпеля не роз'єдналися, повинна бути виконана умова  $\Delta l_Z < l_M$ . Тобто, додаткове видовження різьбової частини ніпеля від робочого навантаження повинне бути менше скорочення довжини

муфти, що досягається попереднім затягненням.

$$\Delta l_Z = 0,0039 < l_M = 0,0133 \text{ мм.}$$

Тут:

$l_Z$  – подовження ніпеля від попереднього затягнення 0,0241 мм

$\Delta l_Z$  – додаткове подовження ніпеля від робочого навантаження 0,0039 мм

$l_M$  – зменшення довжини муфти від попереднього затягнення 0,0133 мм

$\delta_Z$  – величина деформованої частини ніпеля 15,1 мм

$\delta_M$  – величина скорочуваної довжини муфти 15,1 мм

$E$  – модуль пружності сталі  $2,1 \cdot 10^5$  МПа

Розрахункові дані зведено до таблиці 3.

На рис. 4 зображено вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання.

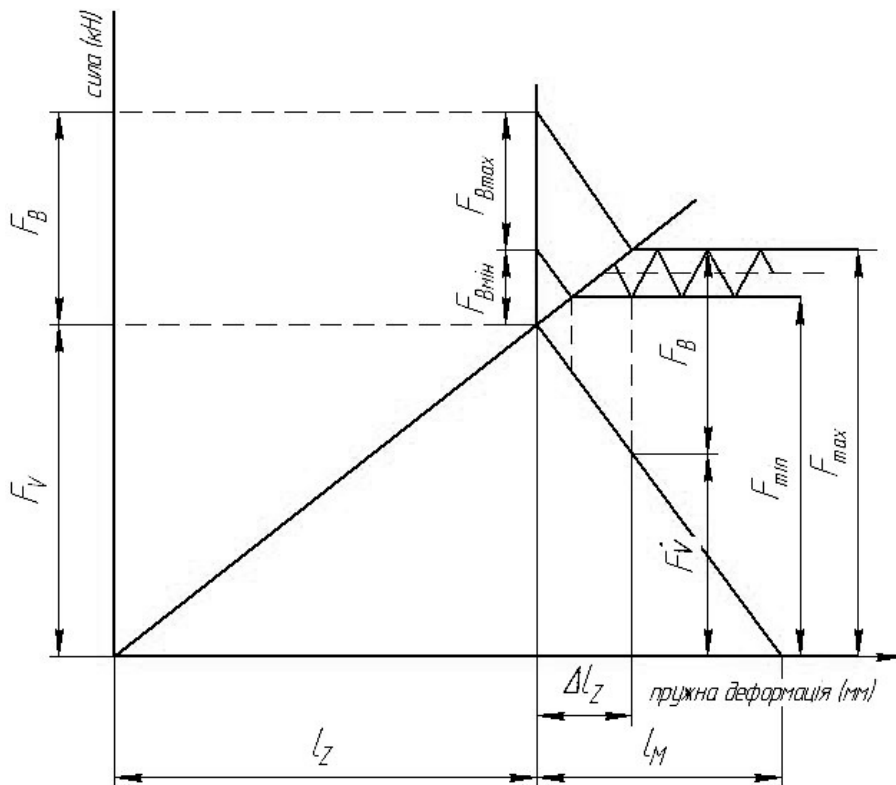
Виробничника насамперед цікавить, як забезпечити необхідний момент згвинчування. На рисунку 5 зображено оптимальні моменти згвинчування, необхідні для різних марок сталей і розмірів штанг. Величини максимальних моментів згвинчування показані на рисунку 6.

Застосування ручних ключів для згвинчування не забезпечує виконання й можливість контролю необхідного моменту згвинчування. Рекомендується застосовувати гідравлічні ключі, тому що при відповідному використанні і обслуговуванні гідравлічні ключі значною мірою забезпечують затягнення з необхідним моментом згвинчування. Надалі розглядаються тільки можливості контролю, які реалізуються при застосуванні гідравлічних штангових ключів.

При роботі з подібними ключами, як правило встановлюють перепускний клапан ключа на тиск, обраний за калібрувальною кривою (діаграма величин моменту згвинчування – тиску масла) на основі моменту згвинчування, що рекомендується для даних штанг залежно від марки сталі і розмірів (рисунки 7).

При цьому варто звертати увагу на наступні пункти:

Калібрувальна крива повинна бути точною; по можливості бажано мати калібрувальну криву для кожного ключа, а не тільки для кожного типу ключів.



$F_{MAX}$  – максимальне загальне навантаження;  $F_{MIN}$  – мінімальне загальне навантаження;  
 $F_B$  – робоче навантаження;  $F_V$  – попереднє напруження;  $F_V'$  – залишкове попереднє напруження;  
 $F_{Bmin}$  – мінімальне робоче навантаження;  $F_{Bmax}$  – максимальне робоче навантаження;  
 $l_Z$  – подовження ніпеля;  $l_M$  – скорочення муфти;  $\Delta l_Z$  – видовження ніпеля від робочого навантаження;  $\sigma_O$  – максимальне напруження;  $\sigma_y$  – мінімальне напруження

**Рисунок 4 – Вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання**

Передавальний механізм ключа і перепускний клапан повинні працювати бездоганно, що необхідно забезпечити шляхом періодичного контролю і профілактичного ремонту.

Різна в'язкість гідравлічної рідини позначається на силовому потоці. Необхідно застосовувати завжди однакове, зазначене заводом-виготовлювачем, масло гідросистеми.

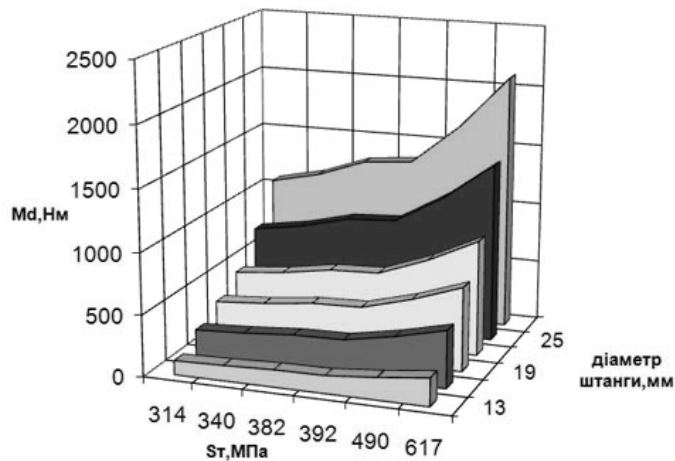
Перш ніж приступати до згвинчування, включити гідравлічну систему, щоб вона могла розігрітися до необхідної робочої температури.

Найбільш надійним засобом визначення і періодичного контролю нормальної роботи гідравлічної системи, перепускного клапана та ключа виявилось вимірювання тиску гідравлічного тиску за перепускним клапаном за допомогою індуктивного давача тиску, а також вимірювання крутного моменту на головці ключа за допомогою тензометричних давачів на контрольних штангових муфтах. Обидва значення тиску і крутного моменту одночасно реєструються на моніторі ноутбука. Так як давачі тиску і контрольних муфт калібровані, то за кожним відхиленням параметра на моніторі ПК можна визначити певний тиск або певний крутний момент і створювати в такий спосіб калібрувальну криву ключа. Крім того, даний метод вимірювання дозволяє встановити вплив різних мастильних за-

собів на процес згвинчування, а також визначити найбільш вигідний спосіб роботи і обслуговування ключа під час експлуатації.

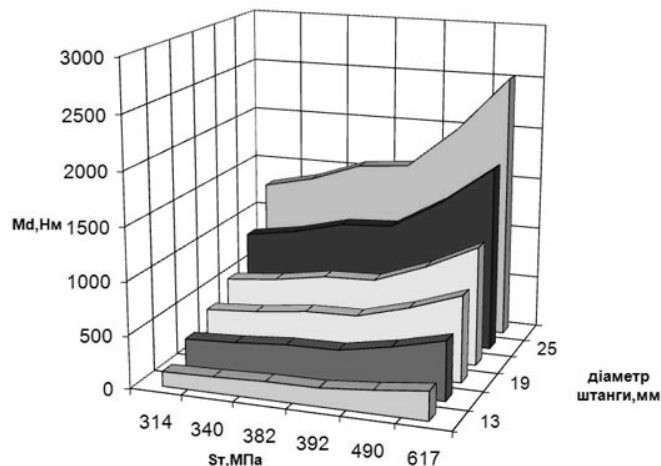
Проведемо аналіз впливу зовнішнього робочого навантаження на зусилля згвинчування з'єднання штанг діаметром 22 мм. У багатьох випадках поломці ніпеля передують часткове самовідгвинчування з'єднання. Значно рідше спостерігаються поломки ніпеля, викликані перевищеним моментом згвинчування. Внаслідок пластичних деформацій в з'єднанні зовнішнє навантаження розтягу може призвести до зменшення зусилля згвинчування (зусилля на стику з'єднання).

Для підвищення стійкості з'єднань насосних штанг до втомного руйнування були запропоновані з'єднання зі зменшеною нерівномірністю розподілу навантаження по витках різьби [9, 10]. Це з'єднання з муфтою розтягустиску (рисунок 8а), з'єднання з збільшеною довжиною зарізьбової канавки до 25 мм і 34 мм (рисунок 8,б), з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу (модуль пружності та границя текучості муфти зменшені на 5% модуля пружності та границі текучості ніпеля) та з'єднання, попередньо піддане пластичній деформації високим зусиллям згвинчування (для попереднього



$\frac{\sigma_T, \text{МПа}}{d, \text{мм}}$	314	340	382	392	490	617
□ 13	116	126	141	145	181	228
■ 16	238	258	290	298	372	468
□ 19	350	379	425	437	546	687
□ 22	482	522	586	602	752	947
■ 25	748	810	910	934	1167	1470
□ 29	1072	1160	1304	1338	1672	2106

Рисунок 5 – Діаграма залежності оптимальних моментів згинчування  $M_d$ , Н·м, різьб насосних штанг діаметром  $d$ , мм, від дискретних величин межі плинності сталі  $\sigma_T$ , МПа

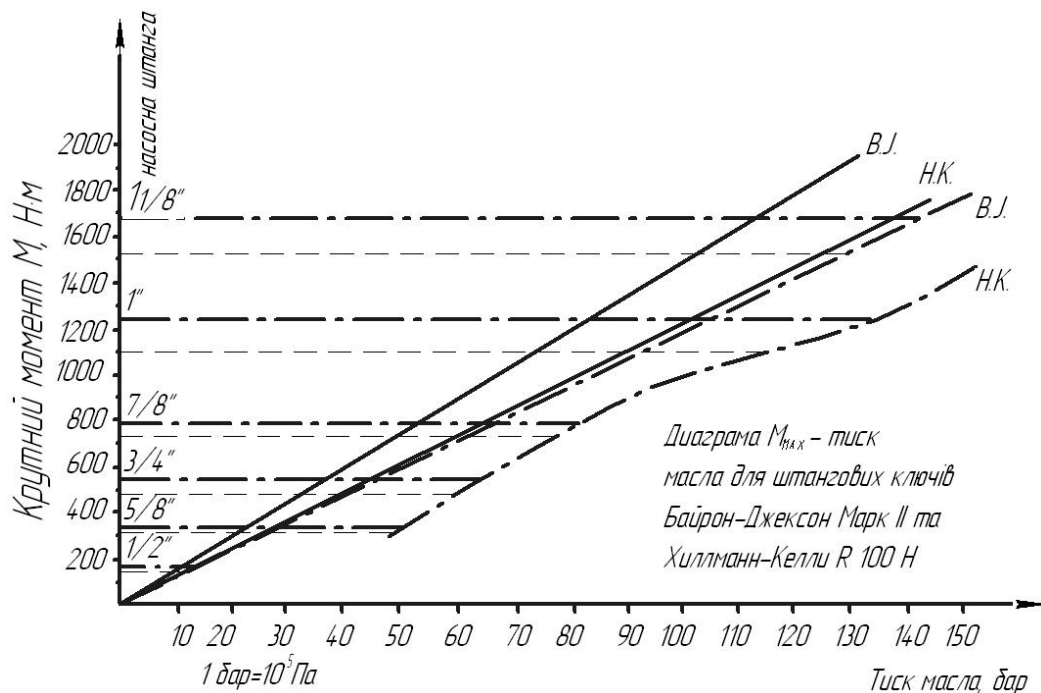


$\frac{\sigma_T, \text{МПа}}{d, \text{мм}}$	314	340	382	392	490	617
□ 13	139	151	170	174	218	274
■ 16	286	310	348	357	446	562
□ 19	420	454	511	524	655	825
□ 22	578	626	704	722	902	1136
■ 25	897	972	1092	1120	1400	1763
□ 29	1286	1392	1564	1605	2007	2527

Рисунок 6 – Діаграма залежності максимальних моментів згинчування  $M_d$ , Н·м, різьб насосних штанг діаметром  $d$ , мм, від дискретних величин межі плинності сталі  $\sigma_T$ , МПа

деформування застосовувалось зусилля згинчування, яке відповідає 50% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при рекомендованому згинчуванні. Після цього з'єднання розгинчувалось до величини колового зміщення, що відповідає рекомендованому моменту згинчування).

Були розроблені скінченно-елементні осесиметричні моделі цих з'єднань в програмі Ansys та проведено аналіз напруженого деформованого стану з'єднань при трьох значеннях зовнішнього навантаження, яке відповідає напруженню в тілі штанги відповідно 0 МПа, 276 МПа (розтяг) та -34 МПа (стиск) [9, 10].



(Дані виробників ключів згідно стандарту АНІ-РР 11 BR і показники промислових досліджень)

- крутий момент для сталі з  $\sigma \geq 250 \text{ МПа}$  – насосні штанги SBS-S200h
- · - крутий момент для сталі з  $\sigma \geq 250 \text{ МПа}$  – насосні штанги SBS-VM125 N2P

**Рисунок 7 – Тарувальні графіки для окремих моделей гідравлічних штангових ключів**

Моделювання проводилось з врахуванням пластичності матеріалу з'єднання.

Всі проаналізовані вище варіанти з'єднань (крім з'єднання з поперечною пластичною деформацією) досліджувались при однакових значеннях видовження ніпеля при згинчуванні (0,14мм), що, однак, не говорить про однакове значення зусилля згинчування. Внаслідок зміни конструкції найменше, в порівнянні зі стандартним, змінилось зусилля на стику з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу, а найбільше - з'єднань з муфтою розтягу-стиску та довжиною зарізьбованої канавки 34 мм.

З рисунка 9 можна також побачити зміну зусилля на стику з'єднання, коли до згинченого з'єднання прикладається зовнішнє навантаження стиску, розтягу і знову стиску. Найбільша зміна характерна для стандартного з'єднання і з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу і свідчить про найбільші пластичні деформації в цих з'єднаннях.

Отже, зміна конструкції з'єднання може потребувати зміни оптимального моменту згинчування і коректування зусилля згинчування при дії зовнішнього навантаження.

### Висновки

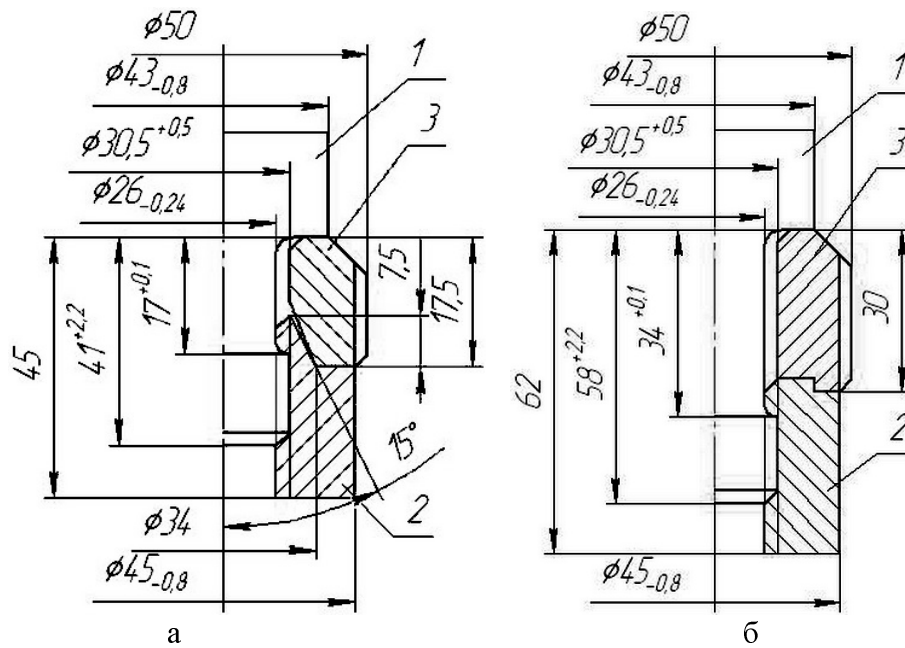
Запропоновано визначати момент згинчування різьб насосних штанг за формулами, які враховують вплив масштабного фактору і величину межі плинності сталі.

Рекомендується застосовувати механізовані ключі, які забезпечують затягнення різьбового з'єднання насосних штанг з контрольованим моментом згинчування.

Рекомендується розробити тарувальні графіки для окремих моделей механізованих штангових ключів.

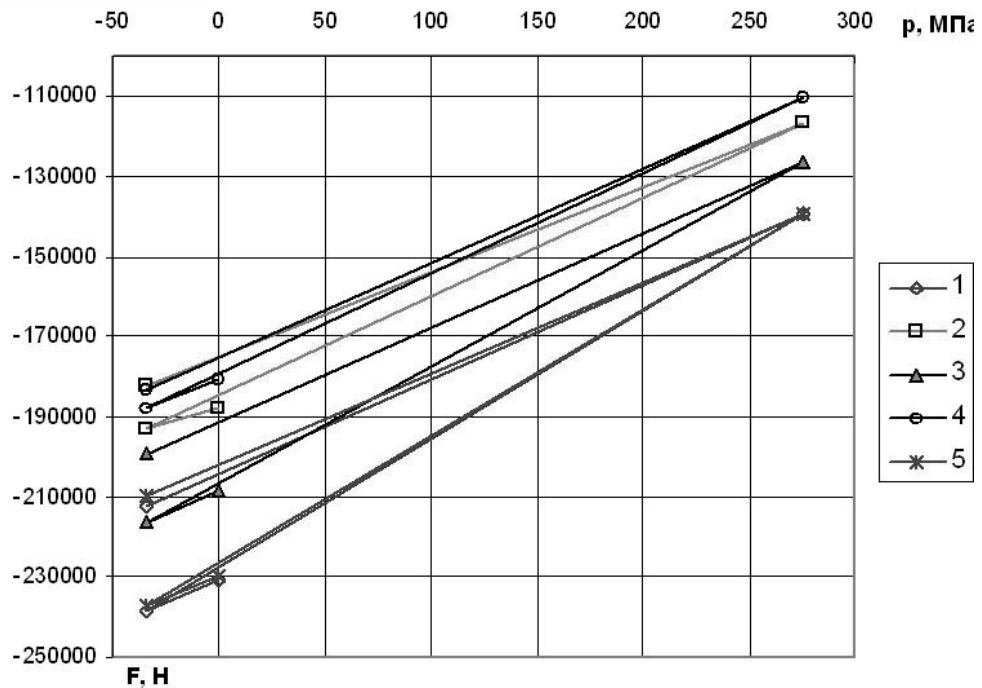
### Література

- 1 Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
- 2 Копей Б.В., Михайлюк В.В. Огляд конструкцій бурових ключів та методик визначення моментів згинчування замкових різьбових з'єднань // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2007. – № 1(15). – С.73-83.
- 3 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – К.: Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.
- 4 API Spec 11B. Sucker rods. 26<sup>th</sup> edition. – 1998. – 58 pp.
- 5 API RP 11 BR. Care and handling of sucker rods. 8<sup>th</sup> Edition. – 1989. – 18 pp.
- 6 Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Зінченко Ю.С. Крутий момент штангообертача для повертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4(25). – С.132-139.
- 7 Ришмюллер Г., Майер Х. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами / Пер. с нем. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
- 8 Хусаинов Р.С., Королев Н.И., Вагапов Ю.Г. Промысловые исследования влияния момента свинчивания на работоспособность резь-



1 – штанга; 2 – муфта; 3 – протекторна вставка

Рисунок 8 – Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску (а) та зі збільшеною довжиною зарізьбової канавки в ніпелі(б)



1 – стандартне з'єднання; 2 – з муфтою розтягу-стиску; 3 – довжина зарізьбової канавки 25 мм; 4 – довжина зарізьбової канавки 34 мм; 5 – муфта з пластичного матеріалу.

Рисунок 9 – Залежність зусилля F на стику муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм від зовнішнього навантаження, яке викликає напруження P

бових соединений глубиннонасосных штанг // РНТС ВНИИОЭНГ Серия «Нефтепромысловое дело». – 1972. – №7. – С. 21-25.

9 Копей В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 2(7). – С. 54-58.

10 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: Дис. ... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.12 – Машина нафтової і газової промисловості / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.