

навантаження. Вібраційно-хвильові процеси, які виникають в прихопленій колоні знижують дію опорів переміщення або реалізують анізотропію сил опору.

### Література

1 Инструкция по борьбе с прихватами колонны труб при бурении скважины. — М.: Недра, 1976. — 97 с.

2 Методическое руководство по распознаванию, прогнозированию и предупреждению прихватов труб методами последовательной диагностической процедуры. — Краснодар, 1977. — 42 с.

3 Григорян О.О. и др. О ликвидации прихвата бурильного инструмента ударно вибрационными устройствами // Нефтяное хозяйство. — 1975. — № 12. — С. 14-16.

4 Сеид-Рза М.К., Зайналов М.З. О характере взаимодействия колонны труб с глинистой фильтрационной коркой // Азейбаржанское нефтяное хозяйство. — 1975. — № 6.

5 Корабельников М.Н. Исследование и разработка устройств импульсно динамического воздействия для ликвидации, прихватив бурильного инструмента: Автореферат кандидатской диссертации. — М., 1978. — 28 с.

6 Гольдомит В. Удар: теория физическое свойства соударяемых тел. — М.: Стройиздат 1965. — 445 с.

7 Зеленим А.Н. Резание грунтов. — М.: Издательство АН СССР, 1959. — 270 с.

8 Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. — Л.: Недра, 1977. — 158 с.

9 Коллинз ДЖ Повреждение материалов в конструкциях. — М.: Мир, 1984. — 624 с.

УДК 621.673.001.2

## ЗАТЯГУВАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ТА СПОСОБИ КОНТРОЛЮ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАГ

*Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, М.В.Лисканич*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534*

*e-mail: kopeyb@nuing.edu.ua*

*Предлагается обзор методики выбора предыдущего момента затягивания резьбовых соединений, контроля момента затягивания болтовых соединений и способы контроля момента свинчивания насосных штаг*

*The review of method of choice of previous moment of tightening of screw-thread connections, control of moment of tightening of screw-bolt connections and methods of control of moment of screwing together of pumpings shtag is offered*

### Вибір попереднього затягування

Більша частина різьбових з'єднань, які використовуються при монтажі сучасних машинах та установок, збирають з попереднім затягуванням. Правильне затягування з'єднання — одна з основних умов його надійної роботи.

Напруження від попереднього затягування встановлюють відповідно до умов герметичності і щільності (жорсткості) стику. Останнє є необхідною умовою забезпечення міцності різьбових з'єднань при змінних навантаженнях:

$$\sigma_0 = \sigma_p (1 - \chi), \quad (1)$$

де:  $\sigma_0 = F_0 / A_1$  — напруження від попереднього затягування ( $F_0$  — сила затягування);  $\sigma_p = F_p / A_1$  — номінальне напруження від найбільшого зовнішнього (робочого) навантаження, що виникає в стрижні болта (шпильки) при роботі;  $\chi$  — коефіцієнт основного навантаження (зазвичай  $\chi = 0,2, \dots, 0,4$ ). При  $\sigma_0 \leq \sigma_p \cdot (1 - \chi)$  стик розкривається і зовнішнє навантаження повністю передається на болт, різко знижуючи довговічність з'єднання.

На практиці, як правило, напруження попереднього затягування зменшується внаслідок того, що нерівності на стиках зминаються, відбувається релаксація напружень і т.д. Можливе також підвищення робочих навантажень при роботі машини в нерозрахунковому режимі (наприклад, внаслідок гідравлічного удару при роботі в резонансному режимі та ін.). З врахуванням цього розрахункове напруження затягування збільшують в  $\nu$  разів:

$$\sigma_0 = \nu \sigma_p (1 - \chi). \quad (2)$$

Згідно з умовою щільності стику приймають  $\nu = 1,25 \dots 2,00$  при постійному навантаженні і  $\nu = 2,5 \dots 4,0$  — при змінному навантаженні.

Підвищення напруження попереднього затягування призводить до істотного зменшення частки робочого навантаження, що сприймається болтами з'єднання і сприяє її збереженню при експлуатації. Таким чином, велике зусилля затягування є ефективним засобом підвищення надійності роботи різьбових з'єднань.

Щоб уникнути появи пластичних деформацій (залишкового видовження і скручування) верхню межу напруження затягування обмежують значенням мінімально допустимого

коефіцієнта запасу міцності, відповідно до постійного напруження

$$n_m = \sigma_T / (\beta \xi \sigma_0), \quad (3)$$

де:  $\xi$  – коефіцієнт, що враховує форму стрижня болта;  $\beta$  – коефіцієнт приведення, що враховує закручування стрижня болта. Якщо стрижень болта складається з  $i$  ділянок довжиною  $l_{oi}$  і площею  $A_{oi}$ , то

$$\xi = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \frac{1}{l_0} \sum_{i=1}^n \frac{l_{oi}}{A_{oi}}. \quad (4)$$

Коефіцієнт  $\beta$  залежить тільки від співвідношення  $\tau/\sigma$ :

$$\beta = \sqrt{1 + 3(\tau/\sigma)^2}. \quad (5)$$

Зазвичай  $\beta = 1,19 \dots 1,50$ .

Якщо прийняти  $\xi = 1$  (стрижень болта гладкий),  $d_o = d_1$  і коефіцієнт запасу по межі плинності  $n_T = 1,2 \dots 1,4$ , то верхня межа напруження затягування:

$$\sigma_0 \approx (0,5 \dots 0,7) \cdot \sigma_T. \quad (6)$$

Слід зауважити, що збільшення напруження затягування іноді знижує граничну амплітуду циклу (межа витривалості з'єднання). Проте в цьому випадку частка зовнішнього навантаження, що сприймається болтом, як правило, істотно зменшується.

Для високоміцних різьбових з'єднань в мостових конструкціях приймають  $\sigma_0 \approx (0,8 \dots 0,9) \cdot \sigma_T$ .

### Контроль сили затягування

Практика свідчить, що при монтажі та експлуатації відповідальних різьбових з'єднань необхідно контролювати силу (напруження) затягування, оскільки надмірне або недостатнє затягування може призвести до руйнування різьбових деталей.

У машинобудуванні найбільшого поширення набули методи контролю, які базуються на вимірюванні:

- 1) подовження болта (гвинта);
- 2) кута повороту гайки;
- 3) крутного моменту затягування гайки.

Найбільш точних результати контролю можна досягти у першому випадку. Контроль сили затягування за подовженням болта застосовують при перевірці затягування особливо відповідальних різьбових з'єднань — шатунових болтів, стяжних болтів, роторів компресорів тощо (рис. 1, а).

Контроль сили затягування за видовженням болта здійснюють за різницею  $\Delta l$  бази вимірювання до і після затягування:

$$F_0 = \Delta l / \lambda_\sigma, \quad (7)$$

де  $\lambda_\sigma$  – податливість стрижня болта.

Для коротких болтів і болтів середньої довжини ( $l < 6d$ ) подовження не перевищує 20...60 мкм. Щоб уникнути значних похибок вимірювання в цьому випадку слід враховувати деформацію болта в межах різьби, додаючи до розрахункової довжини приймають 1/3 висоти

гайки, а для коротких шпильок – також додають деформацію стрижня шпильки в межах довжини згвинчення. При використанні довгих болтів (шпильок) можна вимірювати зміну відстані при затягуванні між кінцем болта і корпусом, застосовуючи для цього індикатори або шаблони.

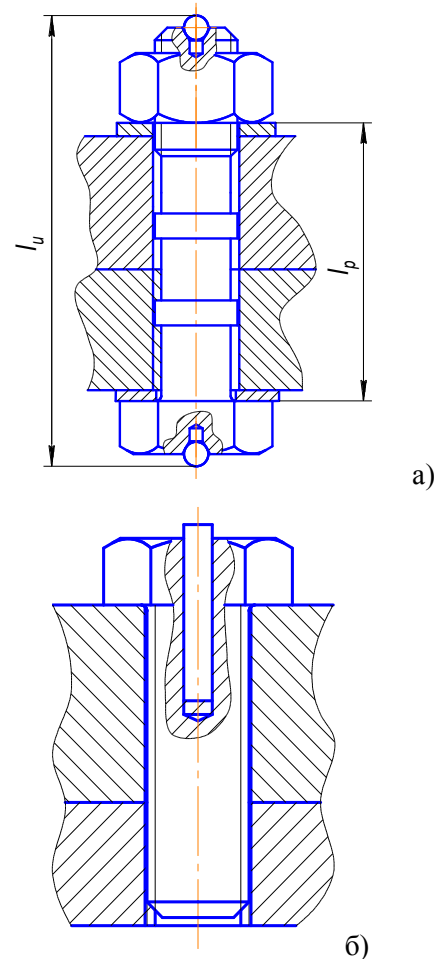


Рисунок 1 – Схеми контролю сили затягування за подовженням болта ( $l_u$  та  $l_p$  – довжини вимірювання і розтягування)

Іноді для визначення сили затягування при монтажі і експлуатації застосовують болти (шпильки) з центральним просвердленим отвором, в якому закріплюють стрижень (рис. 1б). Довжину стрижня підбирають так, щоб при повному затягуванні торець стрижня займав би положення на одному рівні з торцем болта (шпильки).

Для контролю сили затягування відповідальних різьбових з'єднань застосовують дротяні тензодатчики, які наклеюються на гладку частину болта, або такі, що заливаються в центральний отвір, які після вимірювання можуть залишатися на деталі.

У ряді випадків ефективним є пневмометричний метод контролю сили затягування [2], заснований на фіксації зміни витрати повітря через кільцеву щілину шайби, яку підкладають під гайку при її деформації (рис. 2, а).

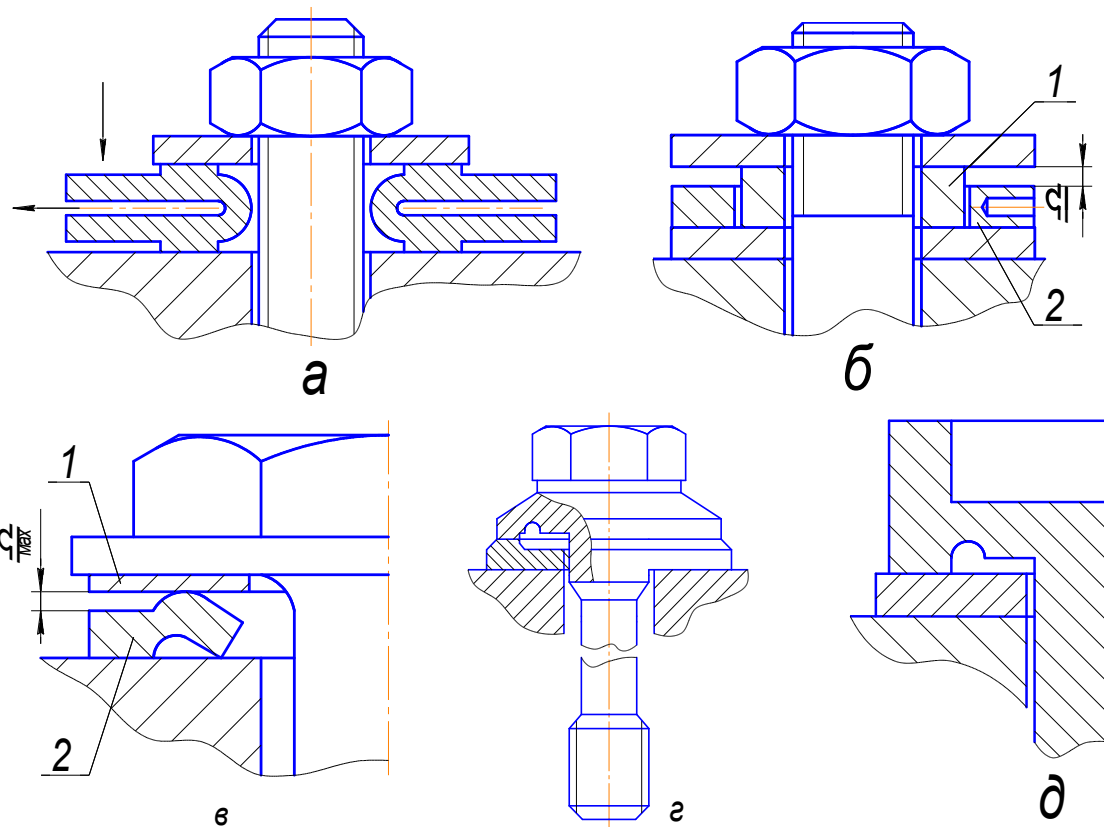


Рисунок 2 – Шайби для контролю сили затягування з'єднань

Силу затягування відповідальних різьбових з'єднань іноді контролюють за допомогою мірної шайби 1 і кільця 2 (рис. 2, б), якими забезпечується з'єднання крім двох звичайних шайб. Мірна шайба і кільце відрізняються за висотою на величину проміжку  $\delta$ , яка підбирається так, щоб при розрахунковому навантаженні на болт шайба отримала пластичну деформацію  $\delta$ . Розрахункове навантаження визначається за затиском кільця 2 (у цей момент його не можливо повернути за допомогою тонкого штифта, що вставляється в один із трьох отворів в кільці).

Результати випробувань, проведені в лабораторних умовах і в умовах експлуатації, засвідчили, що похибка вимірювання сили затягування складає  $\pm 10\%$ . Це дає підставу приймати напруження затягування в болті рівне  $0,7\sigma_T$ . При використанні менш точних методів контролю затягування необхідно знижувати напруження затягування до  $(0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_T$ .

Застосування фасонної шайби (рис. 2, в), яку встановлюють між опорним торцем головки гвинта або гайки і корпусною деталлю. Шайба спочатку контактує з опорним торцем поверхнею 1, а потім, у міру затягування гвинта, з поверхнею 2. Силу затягування, яка визначається проміжком  $\delta$ , контролюють за зростанням моменту затягування  $M_0$  (через збільшення моменту сил тертя на торці гайки). Цей принцип закладений також в конструкції шайби (рис. 2, е, д), забезпечує більш точне затягування. Для відповідальних різьбових з'єднань за-

стосовують контроль затягування за допомогою ультразвука.

Силу затягування контролюють за кутом повороту гайки. У цьому випадку в технічних умовах на збирання різьбового з'єднання вказують кут повороту гайки (в градусах)

$$\varphi = 360 \frac{F_0}{P} \sum_{i=1}^n \lambda_i, \quad (8)$$

де:  $\sum_{i=1}^{n_1} \lambda_i$  – сумарна податливість болта і деталей, що стягуються;  $n$  – число деталей у з'єднанні (індекс 1 відповідає болту);  $P$  – крок різьби.

Якщо знехтувати податливістю деталей, що стягуються, то

$$\varphi = 360 \frac{F_0 \cdot l_{\delta}}{E_{\delta} A_{\delta} P}, \quad (9)$$

де  $A_{\delta}$  – площа поперечного перерізу болта.

Вимірювання кута повороту гайки при монтажі з точністю  $10 \dots 15^\circ$  не викликає ускладнень – його виконують із застосуванням мірних підкладок, шаблонів тощо (рис. 3).

Основне значення має податливість болта  $\lambda_{\delta}$ , проте для податливих фланців і за наявності деякого вигину в деталях, що стягуються, слід враховувати величину їх податливості.

Перевага методу контролю затягування по куту повороту гайки полягає в тому, що він не пов'язаний з силами тертя, отже не залежить від індивідуальних особливостей різьбового з'єд-

нання. Інша перевага цього методу, порівняно з попереднім, – його простота. Проте, зважаючи на складність визначення податливості стягнаних деталей, початковий кут  $\varphi_0$ , при якому повністю вибираються проміжки в з'єднанні, цей метод не завжди ефективний. Точність забезпечення заданої сили затягування при контролі за кутом повороту гайки, не більше  $\pm 20\%$ .

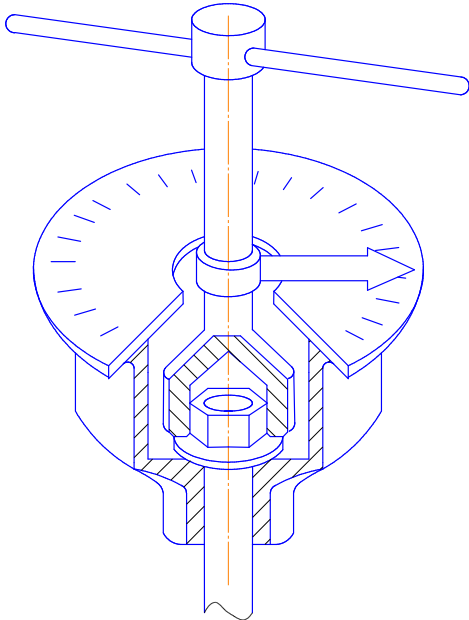


Рисунок 3 – Ключ для затягування з'єднань, які контролюються за кутом повороту гайки

Метод контролю сили затягування за кутом повороту гайки непридатний для з'єднань з короткими болтами, оскільки розрахунковий кут повороту гайки для таких болтів невеликий, що спричиняє появу значних похибок.

Найбільш простим на практиці виявився непрямий метод контролю за моментом затягування, що полягає у вимірюванні крутного моменту за допомогою проградуированих ключів: динамометричних і граничних.

У динамометричних ключах (рис. 4) за допомогою спеціальних пристроїв (пружних елементів) у кожен момент часу вимірюється прикладений крутний момент. Затягування припиняється при досягненні на ключі значення моменту, встановленого технічними умовами. Для

градування ключа застосовують спеціальні пристосування та стенди.

У граничних ключах момент затягування обмежується за допомогою віджимних муфт або фрикційних обмежувачів. При досягненні заданого моменту затягування ключ або відключається, або подається спеціальний сигнал (звуковий або світловий).

Використання проградуированих ключів засноване на зв'язку крутного моменту на ключі і зусилля затягування. Момент, прикладений до гайки, врівноважується моментами сил тертя в різьбі і на торці гайки.

Момент опору в різьбі визначається відомим відношенням ( $f_p$  – коефіцієнт тертя в різьбі)

$$M_p = 0,5 F_0 d_2 \frac{P / (\pi d_2) + f_p}{1 - f_p P / (\pi d_2)} \quad (10)$$

Момент сил тертя на торці гайки

$$M_T = f_T F_0 R_T, \quad (11)$$

де:  $f_T$  – коефіцієнт тертя на торці гайки;

$R_T$  – радіус тертя опорної поверхні гайки (головки болта), залежить від форми торця для плоского кільцевого торця (див. рис. 1)

$$R_T = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \quad (12)$$

Крутний момент на ключі (момент затягування)

$$M_{кл} = M_p + M_T. \quad (13)$$

Для ідеального різьбового з'єднання (без тертя в різьбі і на торці гайки, тобто при  $f_p = 0$ ,  $f_T = 0$  момент на ключі витрачається на подолання кута підйому різьби.

$$M_{кл}^* = F_0 \frac{P}{2\pi}. \quad (14)$$

Зазвичай  $M_{кл}^* = (0,05 \dots 0,15) \cdot M_{кл}$  і основна частина моменту на ключі витрачається на подолання сил тертя.

При наближених розрахунках у формулі для визначення  $M_{кл}$  можна прийняти  $d_2 \approx d$ ,  $R_T = 0,25(D - d_0)$ . Тоді для метричної різьби ( $\alpha = 60^\circ$ ,  $f_p = 1,15 f$ )

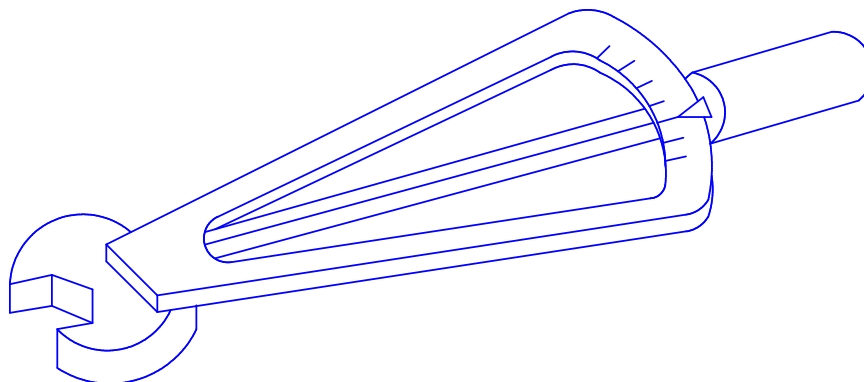


Рисунок 4 – Динамометричний ключ

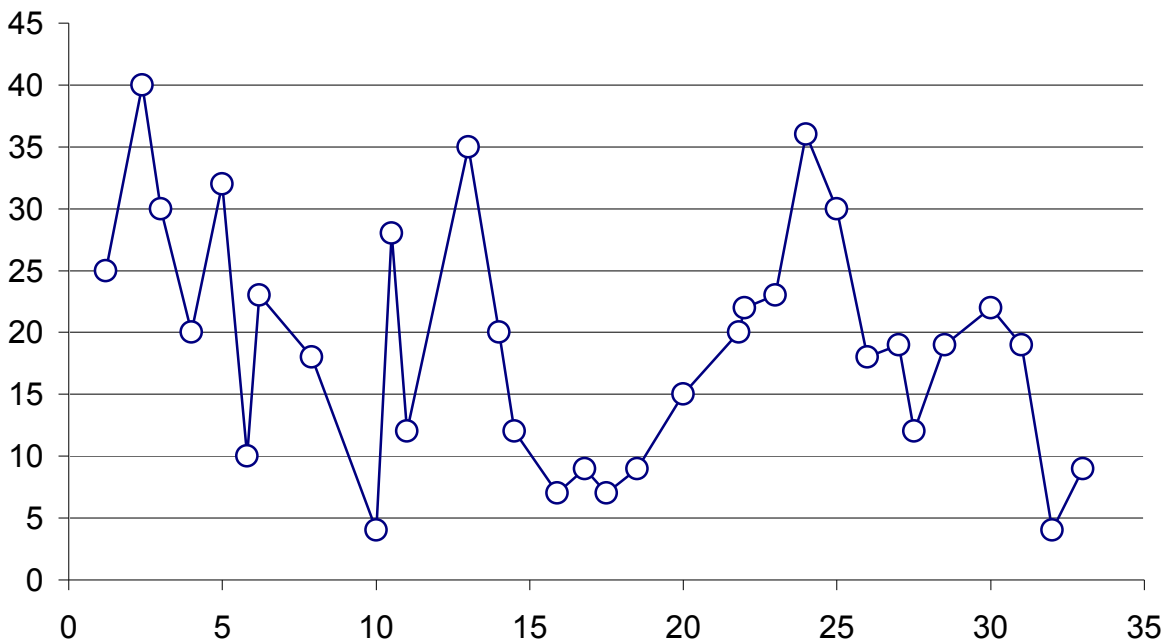


Рисунок 5 – Криві розподілення в болтах з різьбою 5/8” при затягуванні з моментом  $M_3 = 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$M_{кл} = F_0 \left[ 0.5d \left( \frac{P}{\pi d} + 1.15f \right) + f_T R_T \right]. \quad (15)$$

При звичайних значеннях  $f = f_T = 0.15$ ;  
 $R_T = 0,7d$  і  $d/P = 8$

$$M_{кл} \approx 0,2F_0 d. \quad (16)$$

Цєю формулою можна користуватися для попередньої оцінки крутного моменту на ключі. Якщо прийняти напруження затягування  $\sigma_0 = 0,5\sigma_T$ , то

$$F_0 = 0.6\sigma_T \frac{\pi d_1^2}{4}. \quad (17)$$

При  $d_1 \approx 0,85d$  отримаємо із співвідношення (16) наближену формулу

$$M_{кл} \approx 0,07\sigma_T d^3. \quad (18)$$

При однакових напруженнях затягування  $M_{кл} \approx d^3$ .

З формули (16) випливає, що при незмінних коефіцієнтах тертя сила затягування пропорційна моменту на ключі. Насправді коефіцієнти тертя залежать від питомого тиску і низки інших чинників, серед яких основними є наявність і вид покриття різьби, шорсткість поверхонь тертя, наявність і вид змащувального матеріалу, повторюваність збірки, швидкість загвинчування, а також жорсткість з'єднання, що впливає на питомий тиск. Тому зв'язок між  $M_{кл}$  і  $F_0$  не залишається постійним навіть для однієї серії болтів. На рис. 5 зображено результати вимірювання сили затягування при однаковому моменті на ключі для 38 різних екземплярів болтів з різьбою 5/8", виконаних Тумом і Дебусом.

Аналіз експериментальних даних свідчить, що залежність  $M_{кл} = f(F_0)$  не є стійкою, вона забезпечує точність отримання сили затягування  $\pm 30\%$ .

Для визначення моменту на ключі або коефіцієнтів тертя проводять досліди з вимірюванням сили затягування  $F_0$  на спеціальних різьбових динамометрах. Дослідне визначення залежності  $M_{кл} = f(F_0)$  при випробуваннях вибірових партій болтів, а також використання опублікованих результатів досліджень дозволяють лише зменшити похибку сили затягування з'єднання. Іноді на практиці застосовують спрощену залежність для моменту на ключі, отриману з припущення, що  $f = f_T$

$$M_{кл} = 0,5F_0 d \left[ \left( \frac{P}{\pi d} + 1.15f \right) + f_T \frac{2R_T}{d} \right], \quad (19)$$

де  $f$  – приведений коефіцієнт тертя.

Кращі (порівнянно з контролем за  $M_{кл}$ ) результати можуть бути отримані при затягуванні послідовним комбінованим методом. При цьому первинне затягування до "нульового" положення виконують проградуїтованим інструментом. Надалі затягування контролюють за кутом повороту. Необхідні значення  $M_{кр}$  і  $\varphi$  визначають з експериментальної діаграми  $M_{кл} = f(\varphi)$ . При контролі цим методом виключається довільність відліку нульового положення кута повороту, сила затягування не залежить від тертя.

Останніми роками для автоматизованої збірки з'єднань використовують контроль сили затягування за градієнтом моменту на ключі (градієнтний контроль) [2]. Проте для реалізації



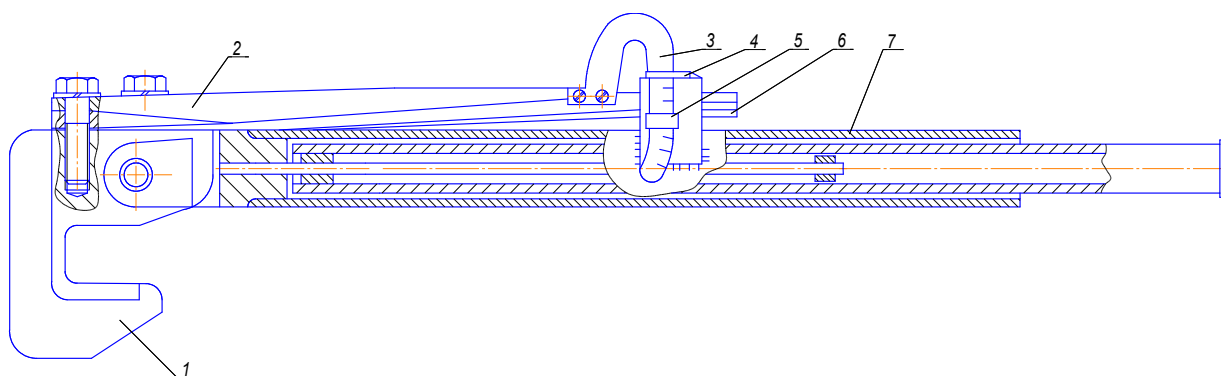


Рисунок 6 – Ключ динамометричний ручний

на практиці цього методу контролю болти слід виготовляти з високопластичних матеріалів.

У ряді конструкцій для автоматизації збірки застосовують спеціальні гайки з шестигранною головкою, яка обривається в процесі затягування по шийці, досягши певного моменту затягування.

При неконтрольованому затягуванні виникає небезпека перетяжки болтів і шпильок з діаметром менше 10 мм. Це вимушує істотно знижувати навантаження, що допускаються на з'єднання, а у ряді випадків обмежує застосування таких болтів як силових деталей.

### Способи контролю моменту згвинчування насосних штанг

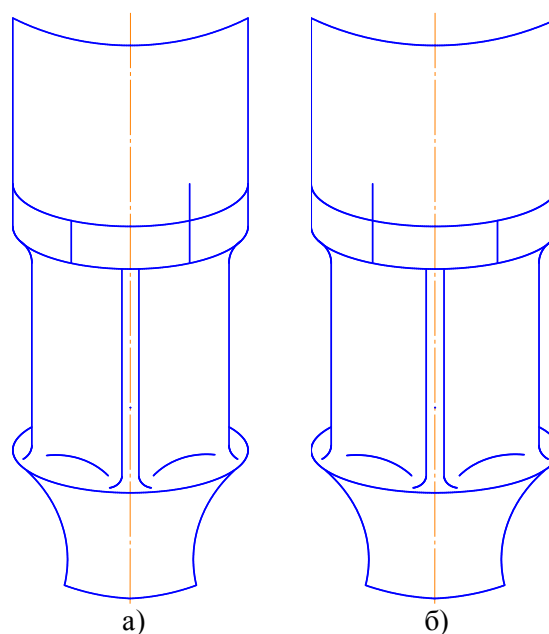
#### Метод контролю моменту згвинчування насосних штанг за допомогою ручного динамометричного ключа

Для перевірки практичного впливу моменту згвинчування на працездатність різьбових з'єднань насосних штанг можна використовувати ручний динамометричний ключ (рисунок 6). Ключ складається з головки 1, до якої за допомогою болтів прикріплені пружні пластини 6 та кожух 2. За допомогою гвинтів до кожуха прикріплена шкала 3, проградуйована на момент згвинчення штанг. Стрілка 4 жорстко з'єднана з телескопічною рукояткою 7. Для зручності при роботі на шкалі 3 встановлено повзунок 5, який вказує верхню межу заданої величини крутного моменту. Ключ дає змогу виконувати згвинчування рукояткою довжиною 600 мм., до кріплення різби – рукояткою довжиною 900 мм., що досягається переміщенням телескопічної частини рукоятки.

#### Метод контролю моменту згвинчування насосних штанг за коловим переміщенням насосної штанги та муфти

Досить поширеним способом контролю моменту згвинчування насосних штанг є контроль моменту згвинчування за коловим переміщенням насосної штанги та муфти.

Принцип згвинчування при даному способі контролю такий:



а – з'єднання згвинчене вручну;  
б – з'єднання згвинчене з необхідним моментом згвинчування.

#### Рисунок 7 – Контроль моменту згвинчування за коловим переміщенням насосної штанги та муфти.

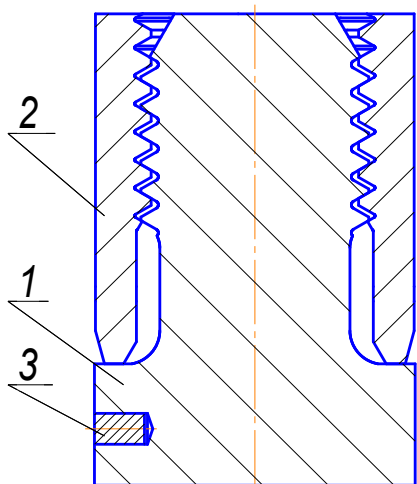
Згвинтити муфту вручну до відказу (рисунок 7, а).

Зробити мітку на муфті відносно правої мітки на насосній штанзі (рис. 7, а).

Затягнути муфту до співпадання нанесеної і лівої мітки насосної штанги (рис. 7, б).

В цьому положенні з'єднання одержує попереднє напруження в залежності з інженерними показниками колового переміщення.

Одним з недоліків цього способу є те, що при експлуатації насосної штанги відбувається зношення поверхні тіла штанги з нанесеною міткою. Цього можна уникнути, виконавши незначне вдосконалення, яке полягає в виконанні в тілі муфти отвору діаметром 2...3 мм., та глибиною 5...8 мм. В даний отвір вставити вставку з латуні чи бронзи з деяким натягом (для запобігання її випадінню).



1 – насосна штанга; 2 – муфта; 3 – вставка виконана з латуні чи бронзи

**Рисунок 8 – Встановлення в різьбове з’єднання вставки**

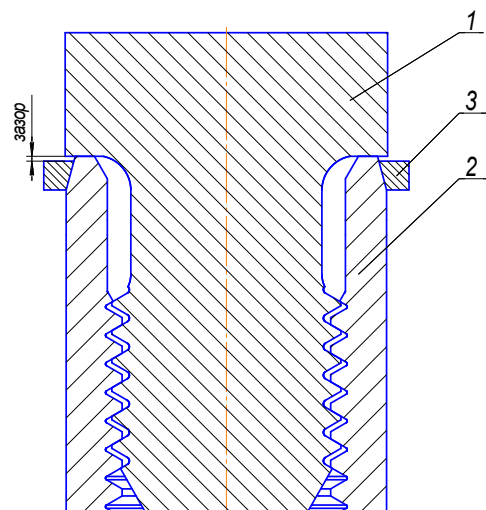
Це вдосконалення дасть змогу навіть при значному спрацюванні тіла насосної штанги знаходити мітку, очистивши за необхідності поверхню тіла штанги.

**Метод контролю моменту згвинчування насосних штанг за величиною зазору між конусною поверхнею муфти, торцем насосної штанги та спеціальним кільцем**

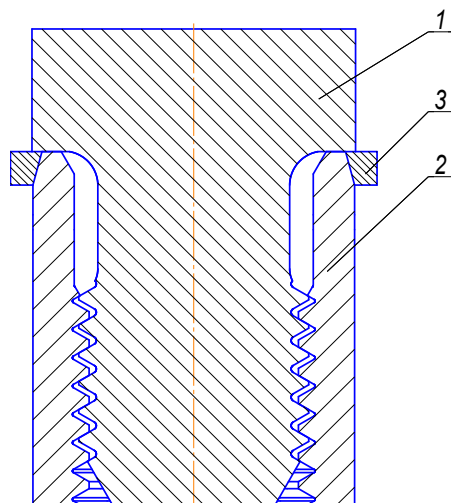
Даний метод полягає в використанні металевого кільця (рисунок 9), яке в процесі збирання різьбового з’єднання встановлюється між конусною поверхнею муфти та торцем насосної штанги. Кільце має змогу вільно провертатися в процесі згвинчування з’єднання до досягнення необхідного моменту згвинчування з’єднання. При досягненні необхідного моменту згвинчування кільце неможливо повернути вручну.

*Література*

1 Щербюк Н.Д., Якубовський Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. – М.: Недра, 1974 – 256 с.  
 2 Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.



а)



б)

а – з’єднання згвинчене попередньо вручну;  
 б – з’єднання згвинчене з необхідним моментом;  
 1 – насосна штанга; 2 – муфта; 3 – кільце

**Рисунок 9 – Контроль моменту згвинчування за допомогою кільця**