УДК 622.24.058

Є.І. Крижанівський, д-р техн. наук, проф., член-кор. НАН України,
В.М. Івасів, д-р техн. наук, проф.,
Р.В. Рачкевич, канд. техн. наук, доц.,
В.Я. Василишин, канд. техн. наук

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна,
e-mail: ruslantkachuk79@gmail.com

ВТОМНА МІЦНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ У КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИН

Ye.I. Kryzhanivskyi, Corresponding Member of the NAS of Ukraine, Dr. Sci. (Tech.), Prof.,
V.M. Ivasiv, Dr. Sci. (Tech.), Prof.,
R.V. Rachkevych, Cand. Sci. (Tech.), Assoc. Prof.,
V.Ya. Vasylyshyn, Cand. Sci. (Tech.)

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine, e-mail: ruslantkachuk79@gmail.com

FATIGUE STRENGTH OF OILWELL TUBINGS SCREWED JOINTS IN WELLS CURVELINEAR SECTIONS

Мета. Аналіз напружено-деформованого стану колони насосно-компресорних труб та визначення характеристик втомної міцності її різьбових з'єднань для прогнозування довговічності в обсадженому криволінійному стовбурі свердловини.

Методика. Деформація насосно-компресорної колони та нормальні напруження згину, що при цьому виникають, визначені на основі інтегрування диференціального рівняння пружної осі з крайовими умовами, які залежать від інклінометричних показників свердловини. В якості розрахункової схеми вибрана модель поздовжньо-поперечного згину балки у площині. Зокрема враховувалися радіальна та осьова складові власної ваги, сила розтягу від колони насосно-компресорних труб, що знаходяться нижче ділянки свердловини, яка розглядається, додаткова сила розтягу від стовпа рідини, що перекачується. Також проведені лабораторні дослідження втомної міцності натурних зразків різьбових з'єднань насосно-компресорних труб. Експеримент проводився за регулярного навантаження згином із симетричним циклом напружень.

Результати. У результаті оброблення статистичної інформації з експлуатації насосно-компресорних труб виділені основні причини, види та розподіл за елементами їх відмов. Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану насосно-компресорної колони, що дозволяє визначати характер зміни в часі та величину напружень згину в залежності від зовнішнього навантаження й геометричних характеристик криволінійного стовбура. Отримане двопараметричне рівняння кривої втоми для різьби насосно-компресорних труб із зовнішнім діаметром 89 мм.

Наукова новизна. Встановлено, що, окрім змінної осьової сили, у криволінійній ділянці свердловини колона насосно-компресорних труб може піддаватися впливу як статичних, так і циклічних згинальних моментів. Останні виникають через додаткове зусилля розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на приймальний клапан при русі точки підвіски штанг униз. Відзначено, що вказані згинальні моменти можуть бути причиною втомного руйнування насосно-компресорної колони.

Практична значимість. Розроблений метод можна використовувати для розрахунку нормальних напружень та прогнозування втомної довговічності насосно-компресорних труб при їх експлуатації у криволінійних ділянках свердловин.

Ключові слова: *насосно-компресорна труба, напружено-деформований стан, втомна довговічність, криволінійна ділянка свердловини*

Постановка проблеми. Аварії з колонами насосно-компресорних труб (НКТ) під час їх експлуатації є доволі поширеним явищем. Так, наприклад, дані по прикарпатському регіону свідчать про те, що кількість свердловин, на яких було зафіксовано порушення роботи НКТ, по нафтогазовидобувному управлінню (НГВУ) „Долинанафтогаз", становить 45%, по НГВУ „Бори-

© Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Василишин В.Я., 2015

славнафтогаз“ – 28%, по НГВУ „Надвірнанафтогаз“ – 27%. При цьому спостерігається наступний характер відмов насосно-компресорних колон: втрата герметичності різьбових з’єднань – 80,2%; наявність отворів у тілі труб – 2,6%; тріщини в тілі труб – 6,2%; інші – 11%.

Автор роботи [1] зазначає, що найчастіше аварійність НКТ спричиняють різьбові з’єднання, зокрема: руйнування (34%); втрата герметичності (12%); з’єднання не згвинчується – критичне значення натягу та геометричних параметрів профілю (43%); з’єднання не розгвинчується – „прихоплення“ різьби (11%). Тут же наводиться й аналіз порушень роботи по ВАТ „Укрнафта“, який показав, що відмови різьбового з'єднання насосно-компресорних труб серед усіх інших видів склали: у 2008 році – 32,8%, у 2009 році – 34,2%, у 2010 році – 32,2%.

У статті [2] відзначається, що труби та їх різьбові з’єднання при нафтовидобутку в ускладнених умовах піддаються не тільки інтенсивному корозійному впливу агресивного середовища, але й значним знакозмінним механічним навантаженням, що призводить до активного руйнування різьби труб. Так, за даними Американського нафтового інституту (API), а також результатами проведеного російськими спеціалістами кваліметричного аналізу експлуатаційної надійності НКТ, кількість відмов даних труб з причин руйнування різьбових з’єднань складає 50–55%.

Причин, що зумовлюють такий стан аварійності, більш ніж достатньо, проте основними є вплив агресивного середовища та напружено-деформований стан. Зокрема, згідно з дослідженнями Адоніна А.Н., при глибинонасосному способі видобування вуглеводневої сировини колона насосно-компресорних труб навантажена: силою розтягу від власної ваги та частини ваги рідини у трубах, що не передається на штанги при їх ході вверх; додатковою силою розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан при русі точки підвіски штанг вниз; силами тертя, що виникають унаслідок зворотно-поступального руху колони насосних штанг. Додатково в поперечному перерізі НКТ можуть виникати згинальні моменти, серед причин виникнення яких є криволінійні ділянки свердловин та коливання [3].

Сукупна дія вищезазначених силових факторів може призводити до значних осьових та радіальних деформацій насосно-компресорної колони, які, до того ж, є змінними у часі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Масштабність даної проблеми привертає увагу багатьох науковців. Так, наприклад, А.Х. Халафбеков, Г.С. Камбиров та О.А. Курбанов описали динаміку глибинонасосного устаткування у вертикальній свердловині з урахуванням взаємодії між собою колони насосних штанг, стовпа рідини та колони НКТ. Результати теоретичних досліджень використані для розрахунку максимального осьового навантаження на верхню частину колони насосно-компресорних труб та порівняння його з величинами, отриманими із трубних динамограм діючих свердловин.

У несприятливих умовах знаходяться колони НКТ при нагнітанні газу до підземного газового сховища, а також при його відборі звідти. Турбулентний характер руху газу у свердловині та його взаємодія з рідинним середовищем зумовлюють інтенсивні коливання насосно-компресорних труб [3]. Відтак авторами розроблена узагальнена математична модель повздовжніх і поперечних коливань НКТ у прямолінійному стовбурі. Одержані результати показують, що механічна система колони має щільний спектр власних частот, що свідчить про високу ймовірність виникнення резонансних явищ. Таким чином, інтенсивні коливання насосно-компресорних труб слід вважати основною причиною погіршення умов їх експлуатації [3].

У роботі [4] відзначено, що значна частка видобування нафти здійснюється за допомогою електровідцентрових насосів (ЕВН), які разом з колоною НКТ є складною динамічною системою. Дослідженнями встановлена значна зміна згинального моменту та осьового навантаження в насосно-компресорних трубах на відстані 5 м від ЕВН.

Ю.Г. Вагапов та Б.З. Султанов наводять результати лабораторних експериментів, проведених на моделі штангової глибинонасосної установки з метою вивчення повздовжнього згину низу колони НКТ над глибинним насосом. Результати досліджень подані в якісному аспекті. Зокрема зазначено наступне: а) нижня частина колони насосно-компресорних труб у моделі штангової глибинонасосної установки внаслідок навантаження плунжера зі штангами стовпом рідини зазнала просторової деформації та набула вигляду гвинтової спіралі зі змінним кроком; б) спіралеподібний вигин колони спостерігається при великих і середніх навантаженнях на плунжер; в) при малих навантаженнях на плунжер утворюється 1–1,5 півхвилі, які, до того ж, можуть мати як просторову, так і плоску форму; г) експериментами встановлено, що просторовий згин колони НКТ суттєво ускладнює переміщення глибинного пристрою в позатрубному просторі свердловини.

Автори статті [5] зазначають також і про виникнення крутних моментів у поперечному перерізі насосно-компресорних колон унаслідок їх просторової деформації. Підґрунтям для такого твердження є факти повороту канатного підвісу штанг на кути, що можуть сягати 30^{o}, а також обертання ротора при опусканні бурильної колони до просторово викривленої свердловини. Відтак у роботі відзначено, що виникнення крутного моменту в колоні НКТ може відбуватися подібно до гвинтової пружини, на яку діють осьові сили розтягу чи стиску. Опираючись на такі міркування, наведено приклад розрахунку, у висновку якого зазначено про незначну величину крутних моментів від просторової деформації насосно-компресорної колони. Дотичні напруження, що при цьому виникають, становлять не більше 0,57 МПа і, звичайно ж, не можуть слугувати домінуючим фактором впливу на міцність НКТ. У цій же роботі зазначено, що до аналогічного висновку дійшов і Ю.А. Песляк, який вказує, що кручення стрижня, який має рівні жорсткості відносно головних осей інерції поперечного перерізу, є сталим уздовж його вісі та залежить виключно від крутних моментів, що прикладені до кінців.

Виділення невирішених раніше частин проблеми. З огляду на вищезазначене, можна прийти до двох очевидних висновків. По-перше, найслабшою ланкою колони НКТ є її різьбові з'єднання, які, окрім іншого, піддаються впливу динамічних навантажень зі значним розкидом коефіцієнта асиметрії. По-друге, у проаналізованих роботах відсутні методики, що би дали можливість проаналізувати згин та спрогнозувати довговічність різьбових з'єднань колони насосно-компресорних труб у криволінійній ділянці свердловини, ураховуючи як величину радіального зазору між НКТ та обсадною колоною, так і особливості прикладання зовнішнього навантаження.

Формулювання мети роботи. Відтак метою даної роботи є розроблення методу аналізу напружено-деформованого стану колони насосно-компресорних труб в обсадженій криволінійній ділянці свердловини та отримання двопараметричного рівняння кривої втоми різьбових з'єднань НКТ.

Виклад основного матеріалу. Як відомо, зовнішній діаметр насосно-компресорних труб менший від внутрішнього діаметру обсадної колони. Це робить можливими поперечні відхилення пружної осі НКТ відносно осі свердловини, що, у свою чергу, спричинятиме виникнення нормальних напружень від згину. Ураховуючи специфіку навантаження насосно-компресорних колон, ці напруження можуть носити циклічний характер та ініціювати втомні процеси в матеріалі НКТ.

На рис. 1 штрихпунктирною лінією схематично зображені три можливі положення осі насосно-компресорної колони на обсадженій криволінійній ділянці свердловини. Суцільною лінією позначені межі переміщення пружної вісі НКТ, обумовлені обсадними трубами.

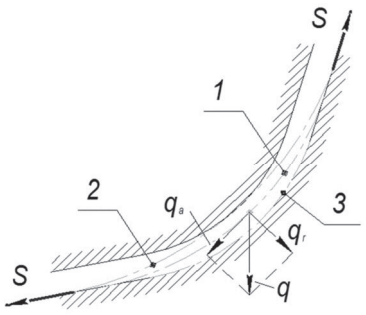


Рис. 1. Можливі положення осі НКТ в обсадженому стовбурі криволінійної ділянки свердловини: 1 – колона НКТ не доторкається до стінок стовбура; 2 – колона НКТ доторкається до верхньої частини стінки стовбура; 3 – колона НКТ доторкається до нижньої частини стінки стовбура

Форма пружної вісі, що відповідає кожному з положень, зображених на рис. 1, передусім залежить від наступних чинників: радіальної та осьової (S_1) складових власної ваги частини колони НКТ, що перебуває у криволінійній ділянці свердловини; сили розтягу (S_2) від колони НКТ, що знаходиться нижче даної криволінійної ділянки; додаткової сили розтягу (S_3) від стовпа рідини, що перекачується.

Ураховуючи специфіку роботи глибиннонасосного устаткування [6], варто відмітити, що в нижньому положенні підвіски штанг сила S_3 набуває певного значення, про величину якого буде сказано пізніше. За верхнього ж положення підвіски штанг сила S_3 дорівнює нулю [6].

Позначимо рівнодійну сил S_1, S_2, S_3 через S. У загальному випадку величина S може набувати двох значень, що відповідають нижньому й верхньому положенням підвіски штанг

$$S = S_{\max} = S_1 + S_2 + S_3$$

або

$$S = S_{\min} = S_1 + S_2 .$$

Розглянемо на прикладі методику розрахунку із визначення умов, за яких колона НКТ буде займати те чи інше з положень, що зображені на рис. 1.

Характеристики НКТ, згідно з ГОСТ 633–80, прийняті наступними: зовнішній діаметр d = 89 мм; товщина стінки h = 6,5 мм; вага одиниці довжини труби q = 129,4 Н/м.

При цьому використана обсадна колона із труб зовнішнім діаметром D = 140 мм та товщиною стінки h_1 = 6,2 мм (згідно з ГОСТ 632–80).

Інклінометричні показники криволінійної ділянки свердловини наступні: довжина вздовж осі свердловини L = 120 м; зенітний кут на початку $\alpha_1 = 0^\circ$; зенітний кут на закінченні $\alpha_2 = 12^\circ$; інтенсивність викривлення по зенітному куту $i = 1^\circ/10$ м; радіус кривизни R = 191 м.

Для аналізу напружено-деформованого стану скористаємося наступним диференціальним рівнянням пружної вісі балки та його розв'язком відповідно

$$EI\, y^{IV}(x) - S\, y^{II}(x) = -q_r; \tag{1}$$

$$y(x) = C_2 \frac{EI}{S} \exp\left(\sqrt{\frac{S}{EI}}\, x\right) + C_1 \frac{EI}{S} \exp\left(-\frac{\sqrt{S}}{EI}\, x\right) + \frac{q_r x^2}{2S} + C_3 x + C_4, \tag{2}$$

де q_r – радіальна складова власної ваги НКТ, що дорівнює

$$q_r = q \sin\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right).$$

Для визначення невідомих констант C_1, C_2, C_3, C_4 скористаємося системою крайових умов

$$\begin{cases} y(0) = 0 \\ y^{II}(0) = 0 \\ y(l) = 0 \\ y^{II}(l) = 0 \end{cases}. \tag{3}$$

У даному випадку також невідомими є сила розтягу S та довжина балки l. Їх визначимо, виходячи з виконання умов (4) та (5)

$$y^{I}(0) = \psi \tag{4}$$

та

$$v_1 < y\left(\frac{l}{2}\right) < v_2. \quad (5)$$

Тут, згідно з роботою [7],

$$\psi = \frac{L}{2R}; \quad (6)$$

$$v_1 = \frac{R}{\cos\psi} - \frac{tg\psi}{2} - R + (D - 2h_1 - d); \quad (7)$$

$$v_2 = \frac{R}{\cos\psi} - \frac{l\,tg\psi}{2} - R. \quad (8)$$

Визначення C_1, C_2, C_3, C_4, S та l за рівностями (4, 6–8) та нерівністю (5) зручно проводити використовуючи циклічну процедуру, наприклад, у *Waterloo Maple*. Використавши вихідні дані, отримаємо, що $S_{(1)}$ = 7700 Н. При цьому осьова сила розтягу від власної ваги, що визначена за формулою

$$S_1 = q_a\, l = q\cos\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right) l, \quad (9)$$

становить S_1 = 8487 Н. Якщо замість нерівності (5) використати нерівність

$$y\left(\frac{l}{2}\right) < v_1, \quad (10)$$

то отримаємо мінімальне значення осьової сили, за якої колона НКТ займе положення № 2 (рис. 1). Для даного випадку маємо S_2 = 7800 Н. Якщо ж замість нерівності (6) застосувати нерівність

$$v_2 < y\left(\frac{l}{2}\right), \quad (11)$$

то отримаємо максимальне значення сили розтягу, за якої вісь НКТ займе положення № 3 (рис. 1): $S_{(3)}$ = 7600 Н.

Очевидно, зміна положення вісі НКТ відносно вісі свердловини, відповідно до положення штоку глибинного насоса, відбуватиметься у випадку виконання системи наступних нерівностей

$$\begin{cases} S_{max} \geq S_{(2)} \\ S_{min} \leq S_{(3)} \end{cases}. \quad (12)$$

У нашому випадку перша нерівність системи (12) виконується, а друга – ні. І це навіть без урахування сил S_2 та $S_{(3)}$. Отже, можемо зробити висновок: за даних умов колона труб НКТ буде контактувати з верхньою частиною криволінійного стовбура (положення № 2, рис. 1). Періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штоку глибинного насоса, не призводитиме до появи змінних напружень згину в поперечному перерізі НКТ.

У свою чергу, нормальні напруження згину для кожного з положень пружної вісі (рис. 1) можемо визначити за наступними формулами (величини для даного прикладу подані в дужках)

положення 1:

$$\sigma_{max} = EI\frac{y(0,5l)}{W}; \quad (\sigma_{max} = 20,4\,\text{МПа});$$

положення 2:

$$\sigma_{max} = \frac{Ed}{2R - (D - 2h_1)}; \quad (\sigma_{max} = 16,3\,\text{МПа});$$

положення 3:

$$\sigma_{max} = \frac{Ed}{2R + (D - 2h_1)}; \quad (\sigma_{max} = 16,3\,\text{МПа}).$$

Розглянемо наступний приклад. Він повністю аналогічний до попереднього за виключенням того, що зенітний кут на початку α_1 = 30°, а зенітний кут на закінченні α_1 = 42°. Величини сил розтягу, відповідно, дорівнюють $S_{(1)}$ = 43500 Н, $S_{(2)}$ = 44000 Н, $S_{(3)}$ = 43000 Н.

При цьому, згідно з формулою (9), S_1 = 6546 Н. Як бачимо, у даному випадку виконання системи (12) можливе, якщо

$$\begin{cases} S_2 + S_3 \geq S_{(2)} - S_1 \\ S_2 \leq S_{(3)} - S_1 \end{cases}$$

або, підставивши чисельні значення,

$$\begin{cases} S_2 + S_3 \geq 37454\,\text{Н} \\ S_2 \leq 36454\,\text{Н} \end{cases}. \quad (13)$$

Отже, за даних умов періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штоку глибинного насоса, призводитиме до появи змінних напружень згину в поперечному перерізі НКТ, якщо сили S_2 та S_3 відповідатимуть системі (13).

Величини нормальних напружень згину можемо визначити за аналогією до попереднього прикладу.

Розглянемо застосування методики з використанням даних зведеної інклінограми свердловини №93 Довбушансько-Бистрицького родовища. Починаючи від устя до вибою, свердловина складається з наступних ділянок:

1) прямолінійна; довжина L_1 = 206,5 м; зенітний кут α_1 = 0°;

2) криволінійна; довжина L_2 = 25 м; зенітний кут на початку α_{21} = 0°; зенітний кут на закінченні α_{22} = 4,5°; інтенсивність викривлення 1,8°/ 10 м;

3) прямолінійна; довжина L_3 = 774,2 м; зенітний кут α_3 = 4,5°;

4) криволінійна; довжина L_4 = 75 м; зенітний кут на початку α_{41} = -4,5°; зенітний кут на закінченні α_{42} = 7,6°; інтенсивність викривлення 1,6°/ 10 м;

5) прямолінійна; довжина L_5 = 230,3 м; зенітний кут α_5 = 7,6°;

6) прямолінійна; довжина L_6 = 1603 м; зенітний кут α_6 = 4,6°.

У результаті розрахунку за формулами (1–11) отримаємо: $S_{(1)}$ = 20 Н, $S_{(2)}$= 40 Н, $S_{(3)}$ = 0 та S_1 = 4963 Н. Величину S_2 визначимо за методикою, що наведена в роботі [8]. Відтак

$$S_2 = L_3 q g \cos\alpha_3 + L_5 q g \cos\alpha_5 + L_6 q g \cos\alpha_6$$

або, підставивши числові значення, S_2 = 336067 Н.

Для розрахунку сили S_3 скористаємося важливою властивістю теоретичної штангової динамограми (рис. 2). Як зазначено в роботі [6], відстань між відрізками *АГ* та *БВ* уздовж осі ординат чисельно рівна вазі стовпа перекачуваної рідини, що діє на прийомний клапан. Застосувавши це твердження для реальної динамограми, матимемо S_3 = 14091 Н.

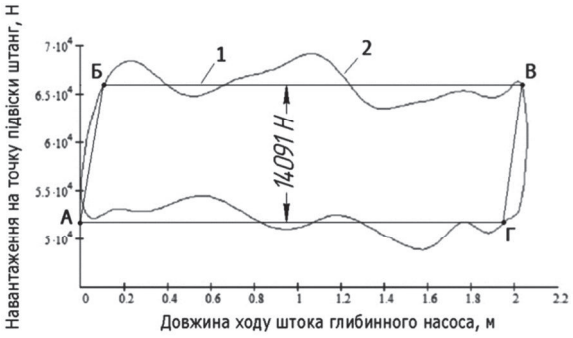


Рис. 2. Штангова динамограма: 1 – теоретична; 2 – промислова

При підставленні чисельних даних у систему (12) не виконується її друге рівняння. Відтак НКТ не зазнаватимуть змінних навантажень згину. Нормальні напруження в поперечному перерізі НКТ:

1) $\sigma_{зг} = \sigma_{\max} = \dfrac{Ed}{2R - (D - 2h_1)} = 24{,}4\ МПа$ – згину;

2) $\sigma_{роз\,\min} = \dfrac{S_{\min}}{A} = 199{,}5\ МПа$ – розтягу мінімальне;

3) $\sigma_{роз\,\max} = \dfrac{S_{\max}}{A} = 207{,}8\ МПа$ – розтягу максимальне.

Для другої криволінійної ділянки розрахунковий алгоритм повністю аналогічний до попереднього випадку. Згідно з (1−11) маємо: $S_{(1)}$ = 1000 Н; $S_{(2)}$ = 1100 Н; $S_{(3)}$ = 900 Н. Сила розтягу від власної ваги (згідно з (9)) становить S_1 = 6129 Н. Значення S_2 дорівнює

$$S_2 = L_5 q g \cos\alpha_5 + L_6 q g \cos\alpha_6.$$

Після підстановки чисельних даних маємо S_2 = 236226 Н. Величина S_3 така ж, як і в попередньому прикладі. Оскільки в системі (12) знову ж таки не виконується друга нерівність, у даній криволінійній ділянці колона НКТ не зазнаватиме змінних навантажень згину. Отримані значення напружень дорівнюють $\sigma_{зг}$ = 26,3 МПа, $\sigma_{роз\,min}$ = 140,2 МПа, $\sigma_{роз\,max}$ = 148,6 МПа.

Як бачимо з вищевикладеного матеріалу, під час експлуатації колона НКТ піддається дії змінного навантаження як в осьовому, так і, за певних умов, радіальному напрямку. Розрахунок показує, що у криволінійних ділянках свердловин, що знаходяться ближче до устя, а зенітні кути не набувають значних величин, домінуючим навантаженням є осьовий розтяг зі змінною амплітудою та суттєвим коефіцієнтом асиметрії циклу, який, доречі, зменшується в напрямку до вибою. Так, для проаналізованої у прикладі розрахунку свердловини, коефіцієнт асиметрії для першої криволінійної ділянки дорівнює R = 0,96, а для другої – R = 0,94.

Для криволінійних ділянок, що знаходяться ближче до вибою, величина статичної складової осьового розтягу зменшується порівняно зі змінною. Додатково, на таких ділянках можуть виникати змінні напруження згину. Розрахунок показав, що для розглянутої свердловини (№ 93 Довбушансько-Бистрицького родовища) умови експлуатації НКТ не викликатимуть змінних напружень згину в жодній з двох криволінійних ділянок. Проте, якщо б, наприклад, розглянути умовну криволінійну ділянку, для якої би виконувалася система умов (13), то величини напружень були би наступними: $\sigma_{зг}$ = 20,3 МПа, $\sigma_{роз\,min}$ = 24,7 МПа, $\sigma_{роз\,max}$ = 30,6 МПа.

У даному випадку R = 0,81, а величина напружень від згину співрозмірна з величиною напружень від розтягу.

Однак, для забезпечення надійної роботи НКТ, окрім інформації щодо їх напружено-деформованого стану, слід також мати й характеристики втомної міцності. Для визначення останніх нами були проведені лабораторні дослідження довговічності натурних зразків різьбових з'єднань НКТ умовним діаметром 89 мм (група міцності сталі Л).

Експеримент проводився на лабораторній установці „УКІ – 6І“ [8]. Напруження згину в небезпечному перерізі різьбового з'єднання НКТ визначали за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг} R_{\max}}{I}, \qquad (14)$$

де $M_{зг}$ – момент згину; R_{max} – відстань від вагового центру перерізу до точки, в якій визначається напруження; I – момент інерції поперечного перерізу, в якому відбувається руйнування.

Момент згину розраховуємо так

$$M_{зг} = P\,l, \qquad (15)$$

де l – плече дії сили для проведених експериментів; P – відцентрова сила, що, у свою чергу, дорівнює

$$P = m\,\omega^2\,r,$$

де m – відцентрова маса; ω – кутова швидкість навантажувальної головки; r – радіус встановлення відцентрової маси.

Результати вимірювань та розрахунків за формулами (14−15) подано в таблиці.

Ураховуючи те, що зразки для втомних досліджень різьбових з'єднань НКТ – це відрізки натурних НКТ, які експлуатувались у реальних умовах, де піддавались дії корозійного середовища, а у процесі випробувань у різьбових з'єднаннях протікають процеси фретінг-корозії, то характер їх руйнування відповідає корозійно-втомному механізму. У результаті на поверхні руйнування спостерігали зародження кількох корозійно-втомних тріщин, що підтверджує природу руйнування досліджуваного різьбового з'єднання НКТ за корозійно-втомним механізмом.

Таблиця

Результати експериментальних досліджень втомної міцності різьбового з'єднання НКТ

№ п/п	Відцентрова маса m, *кг*	Момент згину $M_{зг}$, Нм	Кількість циклів навантажування, за якого відбулося руйнування, млн. циклів	Напруження згину, за якого відбулося руйнування $\sigma_{зг}$, МПа	*lg N*	*lg σ*
1	10,0	1095,5	8,4825	314,4	6,928	2,497
2	10,5	1150,296	3,8534	330,135	6,581	2,519
3	11,5	1259,848	1,4567	361,576	6,162	2,558
4	12,0	1314,624	0,9534	377,297	5,974	2,576
5	12,5	1369,400	0,4123	393,017	5,612	2,594
6	12,7	1387,121	0,3595	399,3	5,556	2,601

Відтак залежність границі втоми від кількості циклів напрацювання запропонована у вигляді степеневого поліному

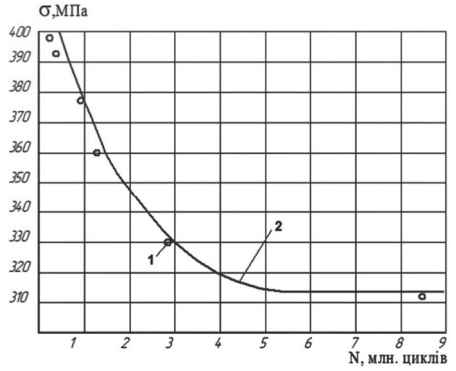
$$\sigma = -5{,}025\lambda^5 + 75{,}916\lambda^4 - 347{,}761\lambda^3 + \\ + 603{,}825\lambda^2 - 439{,}433\lambda + 486{,}466 \qquad (16)$$

або, у координатах $\lg N - \lg \sigma$,

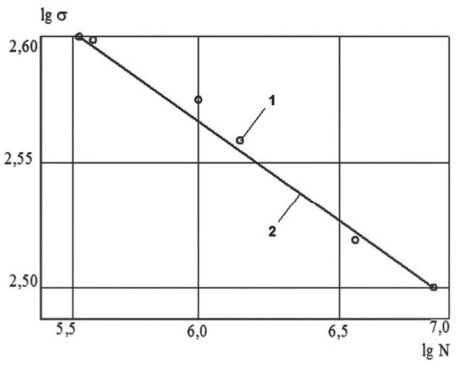
$$\lg\sigma = 403{,}057 - 10{,}4518 \cdot \lg N, \qquad (17)$$

де $\lambda = N \cdot 10^{-6}$.

У графічному вигляді функції (16,17) зображені на рис. 3, *а* та рис. 3, *б* відповідно.



а



б

Рис. 3. Крива втоми різьбового з'єднання НКТ діаметром 89 мм: а – у координатах N – σ; б – у координатах $\lg N - \lg \sigma$*; 1 – експериментальні точки; 2 – розрахункова крива*

Рівняння (17) називається двопараметричним рівнянням кривої втоми, а в загальному вигляді записується наступним чином

$$\lg(\alpha_{an}) = b\lg N + a,$$

де a і b – параметри рівняння, що визначаються за даними корозійно-втомних випробовувань; σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу; N – довговічність – кількість циклів до руйнування.

Отже a = 403,057 та b =-10,4518 і є шуканими характеристиками втомної міцності різьбових з'єднань НКТ діаметром 89 мм та можуть бути використані для прогнозування їх довговічності в експлуатаційних умовах.

Висновки та перспективи подальшого розвитку напряму. У результаті проведених теоретичних досліджень напружено-деформованого стану насосно-компресорної колони встановлено, що напруження від згину у криволінійному стовбурі свердловини носять як статичний, так і, за певних умов, циклічний характер. Останні виникають через додаткове зусилля розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан при русі точки підвіски штанг вниз, та можуть ініціювати втомні процеси в матеріалі НКТ. Аналітичний розрахунок показав, що, за інших незмінних умов, імовірність періодичної деформації колони насосно-компресорних труб більша у криволінійних ділянках зі значними ве-личинами зенітних кутів на початку та на закінченні. Також, за результатами лабораторних експериментів, отримані параметри кривої втоми, що можуть бути використані для прогнозування залишкового ресурсу НКТ діаметром 89 мм.

Список літератури / References

1. Василишин В.Я. Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 „Машини нафтової та газової промисловості" / Василишин Віталій Ярославович // Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу, Івано-Франківськ, – 2013. – 20 с.

Vasylyshyn, V.Ya. (2013), "Improving the performance of threaded pipe connections oil grades", Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation, Machines for Oil and Gas Industry, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine.

2. Новая жизнь треугольной резьбы. Преимущества использования диффузионных цинковых покрытий для соединения труб нефтяного сортамента / Е. Проскуркин, С. Арустамов, В. Евдокимов [и др.] // Национальная металлургия. – 2007. – № 2. – С. 24–30.

Proskurkin, Ye. Aructamov, S. and Yevdokimov, V. (2007), "Service advantage of zinc diffusion coating for

threaded pipe joints", *Natzionalnaya Metallurgiya*, no. 2, pp. 24–30.

3. Оцінка впливу коливань колони насосно-компресорних труб на умови роботи різьбових з'єднань / С.Ф. Савула, В.Т. Колодій, Є.В. Харченко [та ін.] // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – № 2 (8). – С. 116–125.

Savula, S.F., Kolodii, V.T. and Kharchenko, Ye.V. (2004), "Assessment of influence of flow column's oscillations on work conditions of screw joints", *Naukovyi visnyk Natzionalnoho Tekhnichnoho Universytetu Nafty i Hazu*, no. 2 (8), pp. 116–125.

4. Атнагулов А.Р. Прогнозирование технического состояния УЭЦН при эксплуатации с оценкой динамических нагрузок: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.13 „Машины, агрегаты и процессы" (нефтегазовая отрасль) / А.Р. Атнагулов. – Уфа, 2008. – 24с.

Atnagulov, A.R. (2008), "Prediction of technical state of electro centrifugal pumping equipment with estimation of dynamic loads", Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation, Machines, Aggregates and Processes (Oil and Gas Sector), State Oil's Technical University of Ufa, Ufa, Russia.

5. Ишмурзин А.А. Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола / А.А. Ишмурзин, Хоанг Тхинь Нян // Нефтегазовое дело. – 2006. – № 1.– С. 2–7.

Ishmurzin, A.A. and Khoang Tkhin Nyan, (2006), "Methodology of calculation of torsional moments in drill pipes and bucket rods, which arise when it lowers in hole with 3D curve of borehole", *Neftegazovoe Delo*, no.1, pp. 2–7.

6. Скважинные насосные установки для добычи нефти / [Ивановский В.М., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др.] – М.: ГУП Изд-во „Нефть и Газ" РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 824с.

Ivanovskiy, V.M., Darishchev, V.I., Sabirov, A.A., Kashtanov, V. and Pekin, S. (2002), *Skvazhennye nasosnye ustanovki dlya dobychi nefti* [Wells Pumping Facilities for Extraction of Oil], Oil and Gas, Moscow, Russia.

7. Артим В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12 „Машини нафтової та газової промисловості" / Артим Володимир Іванович // Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2010. – 36 с.

Artym, V.I. (2010), "Increase of operation reliability of drill and rod columns for oil and gas drilling and extraction", Abstract of Dr. Sci. dissertation, Machines for Oil and Gas Industry, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine.

8. Рачкевич Р.В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 „Машини нафтової та газової промисловості" / Рачкевич Руслан Володимирович // Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2006. – 20 с.

Rachkevych, R.V. (2006), "Prediction of drill string fatigue life in abnormal conditions of wells drilling", Abstract of Ph.D. dissertation, Machines for Oil and Gas Industry, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine.

Цель. Анализ напряженно-деформированного состояния колонны насосно-компрессорных труб и определение характеристик усталостной прочности ее резьбовых соединений для прогнозирования долговечности в обсаженном криволинейном стволе скважины.

Методика. Деформация насосно-компрессорной колонны и нормальные напряжения изгиба, которые при этом возникают, определены на основе интегрирования дифференциального уравнения упругой оси с краевыми условиями, зависящими от инклинометрических показателей скважины. В качестве расчетной схемы выбрана модель продольно-поперечного изгиба балки в плоскости. В частности, учитывались радиальная и осевая составляющие собственного веса, сила растяжения от колонны насосно-компрессорных труб, находящихся ниже рассматриваемого участка скважины, дополнительная сила растяжения от столба перекачиваемой жидкости. Также проведены лабораторные исследования усталостной прочности натурных образцов резьбовых соединений насосно-компрессорных труб. Эксперимент проводился при регулярной нагрузке изгибом с симметричным циклом напряжений.

Результаты. В результате обработки статистической информации по эксплуатации насосно-компрессорных труб выделены основные причины, виды и распределение по элементам их отказов. Разработан метод анализа напряженно-деформированного состояния насосно-компрессорной колонны, который позволяет определять характер изменения во времени и величину напряжений изгиба в зависимости от внешней нагрузки и геометрических характеристик криволинейного ствола. Получено двухпараметрическое уравнение кривой усталости для резьбы насосно-компрессорных труб с наружным диаметром 89 мм.

Научная новизна. Установлено, что, кроме переменной осевой силы, в криволинейном участке скважины колонна насосно-компрессорных труб может подвергаться воздействию как статических, так и циклических изгибающих моментов. Последние возникают из-за дополнительного усилия растяжения от веса столба жидкости, действующей на приемный клапан при движении точки подвески штанг вниз. Отмечено, что указанные изгибающие моменты могут быть причиной усталостного разрушения насосно-компрессорной колонны.

Практическая значимость. Разработанный метод можно использовать для расчета нормальных напряжений и прогнозирования усталостной долговечности насосно-компрессорных труб при их эксплуатации в криволинейных участках скважин.

Ключевые слова: *насосно-компрессорная труба, напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность, криволинейный участок скважины*

Purpose. Analysis of the intense-deformed state of oil-well tubings and calculation of fatigue straight characteristic

of its screwed joints for longevity prediction in curvilinear cased well bore.

Methodology. The deformation of oilwell tubings and the normal stresses of the bend, which arise, were determined using integration of differential equation of elastic line with boundary conditions, which depend on well bore survey. A model of longitudinal-transverse bend of beam in plane was chosen as a calculation scheme. In particular, radial and axial components of weight were taken into consideration; force of tension caused by oilwell tubings that are placed below the drill interval under consideration; additional force of tension caused by the column of pumped fluid. Laboratory research of fatigue straight of oilwell tubings screwed joints was conducted too. The experiment was carried out under the regular loading of bend with symmetrical cycle of stresses.

Findings. Basic causes, types and allocation of failures of oilwell tubings elements were distinguished as a result of processing of statistical information about oilwell tubings operation. The method of analysis of oilwell tubings intense-deformed state was developed. This method allows assessing bending stress values and time behavior depending on external loading and geometrical parameters of curvilinear borehole. Two-parameter stress-cycle diagram for oilwell tubings with external diameter 89 mm was drawn.

Originality. The research showed that the oilwell tubings column in curvilinear borehole is affected by statical and dynamical bending moments in addition to the variable axial force. These moments appear due to the additional tension force caused by weight of fluid column, which influences working barrel valve during downward motion of rod hanger. We found out that bending moments could cause fatigue breakdown of oilwell tubings.

Practical value. The developed method can be used for calculation of normal stresses and prediction of oilwell tubings fatigue strength during operation in curvilinear borehole.

Keywords: *oilwell tubing, intense-deformed state, fatigue strength, curvilinear borehole*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук О.О. Сдвижковою. Дата надходження рукопису 30.09.14

UDK 624.1.035.4.04

L.F. Aslanov, Cand. Sci. (Tech.), Associate Prof.

Azerbaijan University of Architecture and Construction**,** Baku, Azerbaijan, e-mail: latif.aslanov@rambler.ru

INTERACTION BETWEEN LARGE CROSS-SECTION BORED PILES WITH “HARD CORE” UNDER DYNAMIC LOADS AND SHELF SOILS

Л.Ф. Асланов, канд. техн. наук, доц.

Азербайджанський архітектурно-будівельний університет, м. Баку, Азербайджан, e-mail: latif.aslanov@rambler.ru

ВЗАЄМОДІЇ БУРОНАБИВНИХ ПАЛЬ ВЕЛИКОГО ПЕРЕРІЗУ З „ЖОРСТКИМ СЕРДЕЧНИКОМ“ ЗА ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ З ШЕЛЬФОВИМИ ГРУНТАМИ

Purpose. To apply the large cross-section bored piles (diameter from 620 to 1500 mm and over) with “hard core” for the construction of offshore structures so that they interact with shelf soils and perceive dynamic loads.

Methodology. In the laboratory study, the properties of shelf soils were investigated, and bored piles with a diameter of up to 30 to 600 mm were implemented into them. The behavior of piles in shelf soils with impulsive dynamic loads on the vibrators was theoretically generalized.

Findings. The interaction of large cross-section bored piles with “hard core” under dynamic loads with shelf soils was examined. In this case, the dynamic loads were taken from the process equipment and machinery, as well as from sea waves to offshore structures, with large section bored piles with “hard core” that convey dynamic loads to shelf soils. The calculation procedure on dynamic loads action through the piles on the soil and the graphs as for the compression phase and release/rarefaction phase are given. The effective time of the compression wave, the change of pressure in the compression phase, reflection, and depression in soil massif were determined.

Originality. For the first time, large cross-section bored piles with “hard core” were proposed for the construction of offshore structures which enable significant armature cost savings compared to conventional bored piles of the same cross-section. The estimation methods as for interaction of the large cross-section bored piles with “hard core” at static and dynamic loads and the shelf soil foundation were developed.

Practical value. The employment of the developed methods helps evaluate the properties of shelf soils, select the rational structure of pile foundations and their joint work, or the interaction of large cross-section bored piles with “hard core” and shelf soil, that will ensure the sustainability and durability of offshore structures.

Keywords: *wave processes, bored piles with “hard core”, compression wave, rarefaction wave, elastic waves, elasto-plastic waves, shelf soils, pressure*

Introduction. The technologies and constructions of pile foundations were described in [1–8], but their application to offshore structures, and moreover, the influence of wave shocks on these constructions and the interaction between a pile and shelf soils are studied insufficiently.

© Aslanov L.F., 2015