

НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.276.054

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ПОРОЖНИСТИХ НАСОСНИХ ШТАНГ

Б.В. Коней, М.М. Белей

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534,
e-mail: koreyb@nimg.edu.ua*

Проведено оцінку роботоздатності порожнистих насосних штанг. Розраховано швидкість зростання тріщини. Зроблено розрахунки і побудовано графіки для запобігання раптових руйнувань насосних штанг свердловинних установок для видобування нафти. Визначено умови виникнення граничного стану та закономірності зародження та розвитку втомних тріщин в порожнистих насосних штангах.

Ключові слова: втомна тріщина, напруження, порожністі штанги.

Сделана оценка работоспособности полых насосных штанг. Расчитана скорость роста трещины. Сделаны расчеты и построены графики для предупреждения внезапных разрушений насосных штанг сверловинных установок для добычи нефти. Определены условия возникновения предельного состояния и закономерностей зарождения и развития трещин в полых насосных штангах.

Ключевые слова: усталостная трещина, напряжение, полые штанги.

The assessment of hollow sucker rods life is performed. The velocity of crack propagation is calculated. There have been made calculations and have been drawn diagrams to prevent accidental damage of hollow sucker rods of the pumping units designed for oil recovery. There have been defined the limit conditions and regularities of appearance and development of fatigue cracks of the hollow sucker rods.

Keywords: fatigue crack, stress, hollow sucker rods

Актуальність проблеми

Насосні штанги, в тому числі і порожністі, працюють в умовах дії змінних навантажень та дії корозійного середовища, яким є пластова рідина та розчинені в ній гази (вуглекислий газ, сірководень тощо), що призводить до виникнення корозійно-втомних руйнувань штанг. Це визначає актуальність досліджень, результати яких наведені в даній роботі.

Аналіз літератури по даній проблемі

За даною тематикою в літературі описано причини обривів насосних штанг, визначено закономірності росту тріщини корозійної втоми в тілі штанг та пропонуються методи оцінки повного та залишкового ресурсу насосних штанг. Особлива увага приділена оцінці напруженого стану штанг, однак не визначено умови виникнення граничного стану та закономірності зародження та розвитку втомних тріщин порожнистих насосних штанг, чому і присвячено дану роботу.

Виділення невирішених частин проблеми

Невирішеними до даного часу залишаються питання прогнозування ресурсу штанг за критичними параметрами тріщиностійкості.

Розв'язок цієї задачі повинен задовольняти низці суперечливих вимог. З одного боку, використання сучасних методів механіки руйнування для попередження аварійних ситуацій є ефективним способом для запобігання виникненню втомних тріщин порожнистих насосних штанг. З іншого боку, умови критичного стану не врегульовані галузевими стандартами, а отже, не можуть використовуватися для штангових колон ШСНУ.

Постановка задачі досліджень

Необхідно визначити конкретні значення критичного стану штанги при роботі в свердловині та довговічність штанг під дією навантажень розтягу та згину.

Основний матеріал дослідження

Для запобігання раптовому руйнуванню насосних штанг свердловинних установок для видобування нафти необхідно визначити умови виникнення їх граничного стану та закономірності зародження та розвитку втомних тріщин.

Відомо, що весь час зародження і розвитку тріщин можна розбити на три періоди:

– інкубаційний (кількість циклів до зародження втомної тріщини) - 40-50% всього ресурсу,

– повільного розвитку тріщини - до 85-90% ресурсу,

– прискореного розвитку - коли швидкість росту тріщини перевищує 10^{-4} мм/цикл і кінцевий долам штанги.

Із збільшенням величини діючих змінних напружень ресурс виробу зменшується, але загальні закономірності росту тріщин зберігаються.

Поверхня зламу насосної штанги має три - чотири характерні зони. Фокус зародження тріщини є місцем, де зароджуються мікротріщини – переважно в зонах концентрації напружень. Гладка, притерта, полірована зона характерна для періоду сповільненого росту тріщин, коли коефіцієнт інтенсивності напружень K_{1max} ще не досяг свого критичного значення K_{fc} . В третій зоні з досягненням значення K_{fc} полірована поверхня різко переходить в шорстку. Четверта зона – це зона доламу – поверхня з крупними кристалічними або волокнистими структурами.

Довший час вважали, що гладкість полірованої поверхні зламу викликана механічним тертям стінок одна до одної, однак навіть на полірованій поверхні у ході електронних фактографічних досліджень спостерігали специфічні смуги, що отримали назву “слідів фронту розповсюдженої втомної тріщини”.

Оцінка роботодатності штанги проводиться з використанням кінетичної діаграми втомного руйнування (КДВР), що є залежністю швидкості росту тріщини \dot{V} від коефіцієнта інтенсивності напружень K_{1max} , або його розмаху ΔK .

За діаграмою, можна з достатньою для практики точністю встановити умову виникнення критичного стану.

Кількість циклів для зародження втомної тріщини визначається за формулами (1-4).

При симетричному циклі навантаження

$$Na = C' \cdot ((\sigma_{\sigma} - \sigma_{max}) \cdot E / (\sigma_{max} - \sigma_{-1})^2), \quad (1)$$

де: σ_{σ} - границя міцності матеріалу штанги, МПа;

σ_{max} - максимальне напруження циклу, МПа,

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{z\sigma};$$

σ_{-1} - границя витривалості штанги або напруження, що відповідає точці злому кривої втоми, МПа;

E - модуль пружності, МПа;

C', n - експериментальні параметри.

При асиметричному циклі навантаження

$$Na = C' \frac{(\sigma_{\sigma} - \sigma_{max}) \cdot (\sigma_{\sigma} - (1 - R) \cdot \sigma_{max}) \cdot \frac{n}{2}}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1}) \cdot (1 - R) \cdot \sigma_{max}}, \quad (2)$$

де R - коефіцієнт асиметрії циклу

$$R = \frac{\sigma_p - \sigma_{z\sigma}}{\sigma_p + \sigma_{z\sigma}}, \quad (3)$$

тут σ_p - напруження розтягу, МПа,

$\sigma_{z\sigma}$ - напруження згину, МПа.

Залежність (2) справедлива при $(1 - R) \cdot \sigma_{max} \leq \sigma_{max} - \sigma_{-1}$, інакше кількість циклів до зародження втомної тріщини визначається за формулою:

$$Na = C' \frac{(\sigma_{\sigma} - \sigma_{max}) \cdot (\sigma_{\sigma} - (1 - R) \cdot \sigma_{max}) \cdot \frac{n}{2}}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1})^2}. \quad (4)$$

Швидкість росту тріщини в сталі у широкому діапазоні K представлена одержуваною експериментально КДВР. Швидкість росту втомної тріщини при асиметричному циклі навантаження, який реалізується в площині небезпечного перерізу тіла штанги, в процесі відкачування нафти описується формулою:

$$V = V_0 \cdot \frac{(\Delta K - (1 - R') \cdot K_{th}) \cdot (\Delta K_{eff} - \Delta K_0) \cdot \frac{q}{2}}{(\Delta K_{fo} - \Delta K) \cdot (\Delta K_{fc} / (1 - R') - \Delta K)}, \quad (5)$$

де: ΔK_0 - ефективний пороговий розмах коефіцієнта напружень,

ΔK_{eff} - ефективний розмах коефіцієнта інтенсивності напружень,

K_{op} - коефіцієнт розкриття тріщини,

$$\Delta K_0 = \Delta K_{th} - (K_{op} - K_{min}),$$

$$\Delta K_{eff} = \Delta K - (K_{op} - K_{min}),$$

при $K_{min} \leq K_{op}$

$$\Delta K_0 = \Delta K_{th};$$

при $K_{min} > K_{op}$,

$$\Delta K_{eff} = \Delta K,$$

V_0 - параметр КДВР,

q - параметр КДВР,

R' - коефіцієнт асиметрії циклу по параметрах коефіцієнтів інтенсивності напружень при розтягу K_p та згині $K_{z\sigma}$

$$R' = \frac{K_p - K_{p\sigma}}{K_p + K_{p\sigma}}, \quad (6)$$

$$\Delta K = K_p \cdot (1 - R'),$$

де: K_{th} - пороговий коефіцієнт інтенсивності напружень при $R'=0$,

ΔK_{fc} - розмах критичного коефіцієнта інтенсивності напружень,

ΔK_{fh} - розмах порогового коефіцієнта інтенсивності напружень,

K_{min} - мінімальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині тріщини,

$$K_{min} = K_p - K_{z\sigma}.$$

Всі параметри, за допомогою яких визначається швидкість росту тріщини, знаходяться за допомогою КДВР (як табличні значення), крім двох: $K_p, K_{зг}$ (та відповідно похідних від цих параметрів).

Коефіцієнт інтенсивності напружень при розтязі визначається за допомогою функції Панько І.М. [3]

$$K_p = \frac{P}{D \cdot \sqrt{D}} \cdot F'(\varepsilon, \varepsilon_1), \quad (7)$$

де: F – зусилля розтягу, Н,

$$F = \sigma_p \cdot F,$$

F – площа поперечного перерізу тіла штанги, мм²,

D – зовнішній діаметр тіла штанги, мм,

$$\varepsilon_1 = d/D, \quad \varepsilon = d_2/D,$$

де: d – внутрішній діаметр тіла штанги, мм,

d_2 – діаметр по дну тріщини, мм

$$F'(\varepsilon, \varepsilon_1) = \frac{\sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{1-\varepsilon} \cdot \sqrt{1-0.8012 \cdot \varepsilon}}{\varepsilon^2 - \varepsilon_1^2} \times$$

$$\times \left\{ 0.1886 \cdot \varepsilon \cdot (1 + \varepsilon_1)^2 \cdot \left((1 - \varepsilon_1^2) \times \right. \right.$$

$$\left. \left. \times \left(1 - 0.736 \cdot \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 + (\varepsilon - \varepsilon_1) \cdot (1 - \varepsilon) \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \times$$

$$\times \left\{ \left(1 - 0.8012 \varepsilon \right) \cdot (\varepsilon + \varepsilon_1)^2 \cdot \left(1 - 0.736 \cdot \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right) \cdot (1 - \varepsilon_1)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}.$$

Коефіцієнт інтенсивності напружень при згині визначається за допомогою функції Панько І.М. [4]

$$K_{зг} = \frac{M}{D^2 \cdot \sqrt{D}} \cdot F(\varepsilon, \varepsilon_1), \quad (9)$$

де M – згинальний момент, Н·м,

$$M = W \cdot \sigma_{зг},$$

де W – момент опору перерізу тіла порожнистої штанги, м³,

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right),$$

а для суцільної:

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32},$$

$$F(\varepsilon, \varepsilon_1) = 1.59 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} + 1 + 2 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon^4 - \varepsilon_1^4} - \frac{2}{\varepsilon \cdot \sqrt{\varepsilon}}} \right)^2 \times$$

$$\times \frac{\sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{1-\varepsilon}}{\sqrt{1-0.8012 \cdot \varepsilon}} \cdot \left[\left\{ 0.199 \cdot \varepsilon^3 \cdot (1 + \varepsilon_1)^2 \cdot (1 + \varepsilon_1^2)^2 \times \right. \right.$$

$$\left. \left. \times \left(\left(1 - 0.736 \cdot \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 + (\varepsilon - \varepsilon_1) \cdot (1 - \varepsilon) \right) \right\} \times \right.$$

$$\left. \left. \times \left\{ \left(1 - 0.8012 \cdot \varepsilon \right) \cdot (1 - \varepsilon_1)^2 \cdot \left(1 - 0.736 \cdot \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 \times \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left. \times (\varepsilon + \varepsilon_1)^2 \cdot (\varepsilon^2 + \varepsilon_1^2)^2 \right\}^{-1} + 1 \right\}^{1/2}. \quad (10)$$

Кількість циклів до руйнування насосної штанги від початку розвитку тріщини за швидкістю її росту визначаємо за формулою:

$$N_p = \int_{l_c}^{l_0} \frac{d_1}{V}, \quad (11)$$

де: l_0 – початковий діаметр по впадині тріщини, м,

l_c – кінцевий (критичний) діаметр по впадині тріщини, м.

Критичною слід вважати наскрізну тріщину, крізь яку відбувається промивання та подальше катастрофічне руйнування порожнистої штанги. Критичною також вважається тріщина, в вершині якої коефіцієнт інтенсивності напружень сягає критичного значення. Вибір того чи іншого критерію в даному випадку залежить від виду тріщини (кругова, одностороння), а також від геометричних розмірів тіла штанги (діаметр, товщина стінки).

Загальна тривалість роботи штанги становить:

$$N_{сум} = N_a + N_p. \quad (12)$$

Згідно з методикою, викладеною в даній статті, та за вихідними даними, що характеризують роботу насосної штанги та матеріал, з якого вона виготовлена, можливе визначення кількості циклів роботи насосної штанги до зародження зовнішньої тріщини та росту цієї тріщини до критичних розмірів, що має велике значення для прогнозування терміну служби насосної штанги.

Складена за методикою програма на ЕОМ дає результати, що добре узгоджуються із практичними даними.

Побудовані за результатами виконання програми на ЕОМ криві добре узгоджуються із експериментальними даними, отриманими при натурних випробуваннях насосних штанг.

Графічні залежності, побудовані за дії осьового напруження $\sigma_{oc} = 100 \text{ МПа}$ та згинального напруження $\sigma_{зг} = 40 \text{ МПа}$. При побудові кривої Велера величина осьового напруження була вибрана рівною 10 МПа (рис. 5). На

графіках (рис. 1-5) число циклів до руйнування представлено в млн.

Графік залежності довговічності порожнистих насосних штанг від товщини стінки (рис. 1) є прямою лінією, що різко зростає зі збільшенням товщини стінки насосної штанги, причому товщина стінки впливає на період росту тріщини, а не на період її зародження.

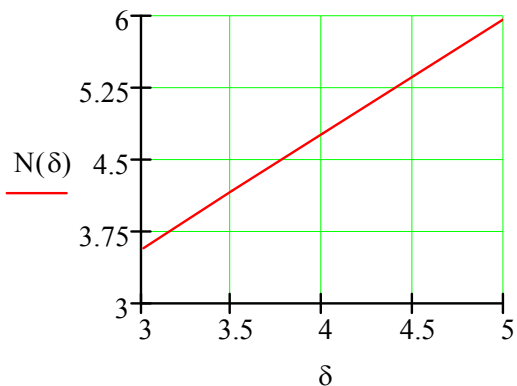


Рисунок 1 – Залежність довговічності насосних штанг $N(\delta)$, млн. циклів від товщини стінки δ , мм.

Графік залежності довговічності насосних штанг від границі міцності сталі (рис. 2) апроксимується майже прямою лінією, що зростає з підвищенням границі міцності матеріалу. Деякі відхилення від прямої лінії пояснюються різною границею витривалості штанг різних марок сталі. Границя міцності впливає тільки на період зародження тріщини.

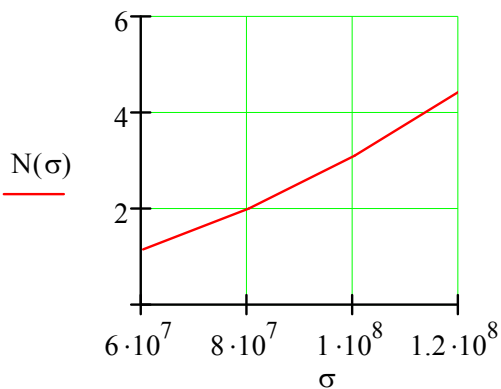


Рисунок 2 – Графік залежності довговічності насосних штанг $N(\sigma)$, млн. цикл. від границі міцності матеріалу σ

Графік залежності довговічності насосних штанг від зовнішнього діаметра (рис. 3) апроксимується кривою, яка зростає. За більших значень зовнішнього діаметра крива стає майже горизонтальною, тобто довговічність насосних штанг майже однакова для великих діаметрів. Зовнішній діаметр впливає тільки на період росту тріщини.

Графік залежності довговічності насосних штанг від зовнішнього діаметра (рис. 4) для сталого відношення товщини стінки до зовнішнього діаметра.

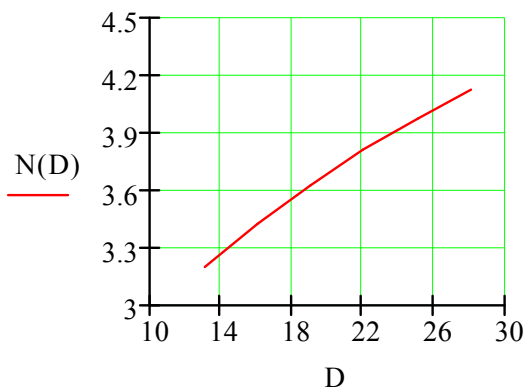


Рисунок 3 – Графік залежності довговічності насосних штанг $N(D)$, млн. циклів від зовнішнього діаметра D , мм

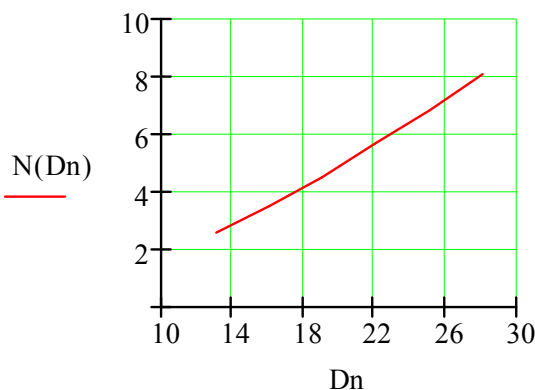


Рисунок 4 – Графік залежності довговічності порожнистих насосних штанг від зовнішнього діаметра при сталому відношенні товщини стінки до зовнішнього діаметра

Графік залежності довговічності насосних штанг від згинальних напружень (рис. 5), розрахований за допомогою програми, яка додається, добре узгоджена з експериментальними даними.

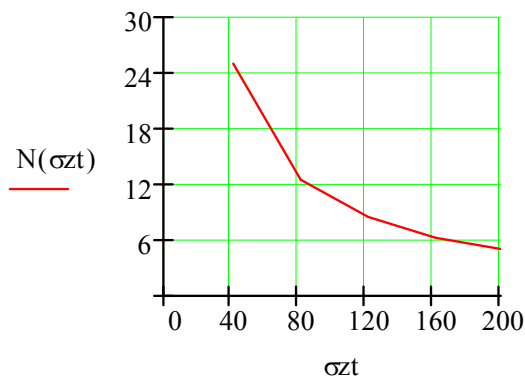


Рисунок 5 – Графік залежності довговічності насосних штанг від згинальних напружень σ_{zt} , МПа

Висновки

В даній статті проаналізовано дані про порожнисті насосні штанги. Проведено розрахунки і побудовано графіки для запобігання рапто-вим руйнуванням насосних штанг свердловин-них установок, а також визначено умови виник-нення граничного стану та закономірностей зародження та розвитку втомних тріщин в по-рожнистих насосних штангах.

В подальшому планується розв'язання проблеми прогнозування ресурсу штанг за кри-тичними параметрами тріщиностійкості, також використання сучасних методів механіки руй-нування для попередження аварійних ситуацій, а також визначення умов критичного стану по-рожнистих насосних штанг.

Література

1 Копей Б.В. Насосні штанги свердловин-них установок для видобування нафти / Б.В. Копей, В.Б. Копей, І.Б. Копей. – Івано-Франківськ, 2009. – 392 с.

2 Копей Б.В. Монтаж і експлуатація буро-вого обладнання: підручник для студентів спе-ціальності “Буріння нафтових і газових сверд-ловин” / Б.В. Копей. – Івано-Франківськ, 2001. – 436 с.

3 Панько И.Н. Определение предельных напряжений при растяжении буровой трубы с внешней кольцевой трещиной / И.Н. Панько, Л.О. Кульчицкий // Физико-химическая меха-ника материалов. – 1980. – № 3. – С. 89-91.

4 Панько И.Н. Определение коэффициента интенсивности напряжений при изгибе полого цилиндра с внешней кольцевой трещиной / И.Н. Панько // Физико-химическая механика материалов. – 1978. – № 4. – С. 117-119.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
09.11.11*

*Рекомендована до друку професором
В. М. Івасівим*