

## РОЗРАХУНОК ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ НАСОСНОЇ ШТАНГИ

Б.В. Копей, А.Б. Стефанишин, І.О. Рачкевич

ІФНТУНГ; 76019, Івано-Франківськ, Карпатська 15, тел. (0342) 727101,

e-mail: kopeyb@ukr.net

При розрахунках без врахування дотичних напружень довговічність штанги становить 5,218 млн. циклів, а критична глибина тріщини – 23 мм, що перевищує діаметр штанги (22 мм). З врахуванням дії дотичних напружень довговічність штанги до критичного розвитку тріщини (12 мм) в тілі відповідає 4,912 млн. циклів. Врахування дотичних напружень є важливим фактором при розрахунку довговічності насосної штанги. Зі збільшенням крутного моменту довговічність штанги та глибина критичних тріщин зменшуються.

Ключові слова: насосна штанга, дотичні напруження, довговічність, тріщина.

При расчетах без учета касательных напряжений долговечность штанги составляет 5,218 млн. циклов, а критическая глубина трещины – 23 мм, что превышает диаметр штанги (22 мм). С учетом воздействия касательных напряжений долговечность штанги к критическому развитию трещины (12 мм) в теле соответствует 4,912 млн. циклов. Учет касательных напряжений является важным фактором при расчете долговечности насосной штанги. При увеличении крутящего момента долговечность штанги и глубина критических трещин уменьшаются.

Ключевые слова: насосная штанга, касательные напряжения, долговечность, трещина.

It has been calculated that the service life of the rod is 5.218 million cycles, and the critical depth of crack is 23 mm, which exceeds the rod diameter (22 mm) without taking into account tangential stresses. Taking into account the tangential stresses, the service life of the rod to the critical development of the crack (12 mm) in the body corresponds to 4.912 million cycles. The consideration of tangential stresses is an important factor in calculating the service life of the sucker rod. With increasing torque, the service life of the rod and the depth of critical cracks decrease.

Key words: sucker rod, tangential stresses, service life, crack.

**Вступ**

Колона насосних штанг при роботі в свердловині працює в умовах дії складного напруженого стану та появи напружень, які виникають від прикладання зусиль розтягу, згинальних та крутних моментів [1-3]. Використання обертачів колони штанг обумовлено необхідністю рівномірного спрацювання штанг і муфт, попередження відкладень парафіну та асфальто-смолистих речовин і при їх застосуванні виникають значні крутні моменти.

**Постановка задачі досліджень**

Внаслідок сумісної дії змінних напружень розтягу, згину та кручення в тілі штанг зароджуються та ростуть втомні тріщини, закономірності росту яких описуються кінетичною діаграмою втомного руйнування [4,5]. Кінетична діаграма втомного руйнування дозволяє оцінити опір матеріалу втомному руйнуванню, а також міцність і довговічність насосних штанг. На S- подібній кривій (рис. 1) можна розрізнити три області:

– низькоамплітудну область I, де  $\Delta K = \Delta K_{th}$ , тобто при пороговому коефіцієнті інтенсивності напружень (КІН), при якому не спостерігається росту тріщин або  $\frac{dl}{dN} = 0$ ;

– область II середніх швидкостей росту тріщин, що описується степенною залежністю Паріса:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad C \approx (\sigma_B K_{Ic})^{-2},$$

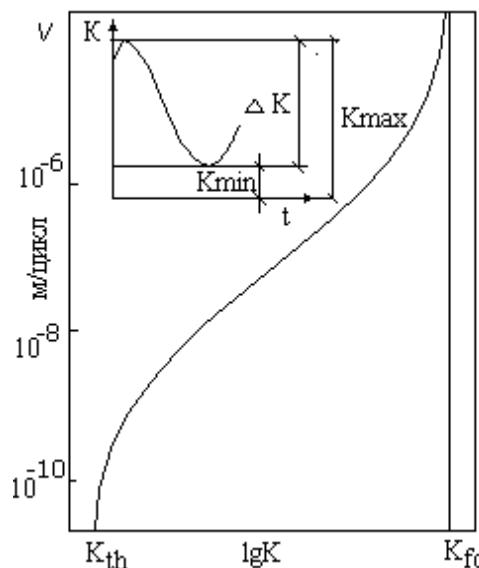


Рисунок 1 – Кінетична діаграма втомного руйнування (залежність швидкості росту тріщини V від величини КІН)

де C - коефіцієнт пропорційності; m - емпіричний параметр,  $m \approx 3-5$  (для вуглецевих сталей  $m = 4$ );

$\sigma_B$  - межа міцності сталі при розтязі;  
 $K_{Ic}$  - критичний коефіцієнт інтенсивності напружень;

– високоамплітудну область III з прискореним розвитком тріщини до повної поломки.

Коефіцієнт інтенсивності напружень K, що характеризує стан деяких механічних властиво-

стей матеріалу в околі вершини тріщини в найпростішому випадку плоскої деформації розтягу нескінченного тіла з наскрізною прямолінійною тріщиною довжиною  $2l$  визначається за формулою

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi \cdot l},$$

де  $\sigma$  - діюче напруження.

Для напівеліптичної тріщини, що найбільш характерна для валів, бурильних штанг, штанг тощо, користуються формулою Аокі і Кіучі [6, 7]:

$$K_I = 1,12 \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi \cdot h}{\sqrt{Q}}}.$$

Тут:

$$Q = \left( \frac{3}{8} \pi + \frac{\pi \cdot l^2}{8h^2} \right)^2 - 0,212 \left( \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}} \right)^2;$$

$h$  - глибина тріщини;

$l$  - напівдовжина тріщини;

$\sigma_{0,2}$  - умовна границя плинності матеріалу;

$\sigma_{\max}$  - сумарне максимальне нормальне напруження від розтягу і згину:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \frac{\sigma_{3z}}{2};$$

$\sigma_p$  - осьове напруження розтягу від власної ваги штанги;

$\sigma_{3z}$  - циклічні напруження згину у викривленій ділянці свердловини.

Критичну глибину тріщини, коли наступає її катастрофічний ріст, знайдемо при  $K_I = K_{Ic}$ :

$$h_{кр} = \left( \frac{K_{Ic}}{1,12 \sigma_{\max}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi} \sqrt{Q},$$

а строк служби деталі з тріщиною в циклах навантаження

$$N = \int_{h_{поч}}^{h_{кр}} \frac{dh}{c \cdot (K_{\max})^m},$$

де  $h_{поч}$  і  $h_{кр}$  - розміри початкової і критичної глибини тріщини.

Попередньо запропонована методика розрахунку значення критичної глибини тріщини, враховує вплив лише нормальних напружень [6].

Нами запропоновано здійснити розрахунок критичної глибини тріщини, враховуючи також, вплив дотичних напружень в поперечному перерізі насосної штанги при видобутку нафти.

#### Основний матеріал дослідження

За складного напруженого стану в поперечному перерізі насосної штанги виникають напруження розтягу  $\sigma_p$ , згину  $\sigma_{3z}$  і дотичне  $\tau$  напруження. Для цього проведемо розрахунок еквівалентного напруження згідно третьої теорії міцності за формулою:

$$\sigma_{екв}^{(III)} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4 \cdot \tau^2}.$$

Дотичні напруження  $\tau$  визначається за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}}, \text{ де ,}$$

де  $M_{кр}$  - крутний момент,

$W_{\rho}$  - момент опору перерізу відносно ней-

тральної осі,  $W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}$ ,

$d$  - діаметр насосної штанги.

Таким чином, критичну глибину тріщини знайдемо:

$$h_{кр} = \left( \frac{K_{Ic}}{1,12 \sigma_{екв}^{(III)}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{Q},$$

де

$$Q = \left( \frac{3}{8} \pi + \frac{\pi \cdot l^2}{8h^2} \right)^2 - 0,212 \left( \frac{\sigma_{екв}^{(III)}}{\sigma_{0,2}} \right)^2.$$

#### Приклад розрахунку

Розрахуємо залишковий ресурс насосної штанги діаметром 22 мм ГОСТ 13877-96, яка має такі механічні властивості: ( $\sigma_{\sigma} = 588$  МПа,  $\sigma_{0,2} = 382$  МПа,  $\psi = 56\%$ ,  $\delta_5 = 21\%$ , НВ 200).

Нехай в штанзі при роботі в свердловині виникають осьові напруження розтягу величиною  $\sigma_p = 120$  МПа, циклічні напруження згину у викривленій ділянці свердловини величиною  $\sigma_{3z} = 250$  МПа. Припустимо, що в тілі штанги є приповерхневі тріщини, які не були виявлені під час неруйнівного контролю. Довжина  $2l$  і глибина  $h$  напівеліптичної тріщини рівні відповідно 3,2 і 0,8 мм (рис. 2) за умови, що довжина тріщини  $2l$  в чотири рази перевищує її глибину  $h$ .

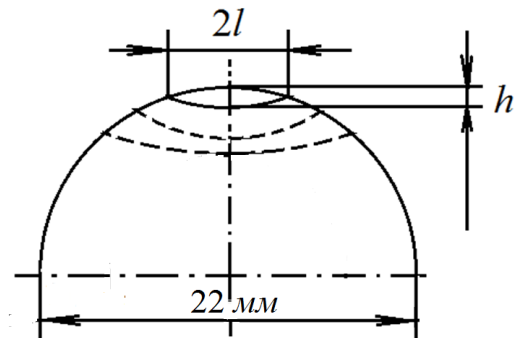


Рисунок 2 – Залежність між довжиною  $2l$  і глибиною  $h$  напівеліптичної тріщини в тілі насосної штанги діаметром 22 мм

#### Приклад розрахунку залишкового ресурсу насосної штанги без врахування дотичних напружень

Сумарне максимальне напруження в тілі штанги

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \frac{\sigma_{3z}}{2} = 120 + \frac{250}{2} = 265 \text{ МПа}.$$

Критичний коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_{Ic}$  для матеріалу штанг дорівнює 45 МПа [8]. Переважно  $K_{Ic} = 40-150$  МПа для матеріалів штанг різних груп міцності.

Визначимо критичну глибину тріщини для даного матеріалу штанги за формулою

$$h_{кр} = \left( \frac{K_{Ic}}{1,12\sigma_{\max}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{Q} =$$

$$= \left( \frac{K_{Ic}}{1,12\sigma_{\max}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3}{8}\pi + \frac{\pi l^2}{8h^2} \right)^2 - 0,212 \left( \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}} \right)^2} =$$

$$= \left( \frac{45 \cdot 10^6}{1,12 \cdot 245 \cdot 10^6} \right)^2 \frac{1}{3,14} \times$$

$$\times \sqrt{\left( \frac{3}{8} \cdot 3,14 + \frac{3,14 \cdot 1,6^2}{8 \cdot 0,8^2} \right)^2 - 0,212 \left( \frac{245 \cdot 10^6}{382 \cdot 10^6} \right)^2} =$$

$$= 0,023 \text{ м.}$$

Експерименти свідчать, що критична глибина тріщини в тілі штанги досягає 5 мм в середовищі пластової води [2].

Швидкість росту тріщини в тілі штанги визначається за допомогою таких залежностей:

$$V = CK_{\max}^m$$

або

$$\frac{dh}{dN} = 2,2 \cdot 10^{-12} (K_{\max})^{3,45} \text{ мм/цикл,}$$

де  $K_{\max}$  в  $\text{даН} \cdot \text{мм}^{-3/2}$ ;

коефіцієнт  $C$ , зазвичай, приймає значення в межах  $C = (10^{-16} - 10^{-12}) \text{ мм}^7 \text{ Н}^{-4}$ .

Довговічність штанги до критичного розвитку тріщини в тілі можна визначити методом інтегрування функції швидкості по шляху росту тріщини в межах від  $h_{\text{поч}} = 0,8 \text{ мм}$  до  $h_{\text{кр}} = 23 \text{ мм}$ :

$$N_p = \int_{h_{\text{поч}}}^{h_{\text{кр}}} \frac{dh}{c (K_{\max})^m} = \int_{0,8}^{23} \frac{dh}{1,37 \cdot 10^{-12} (K_{\max})^{3,45}},$$

де  $K_{\max}$  визначають за формулою

$$K_{\max} = 34,74 \sqrt{h} \text{ даН} \cdot \text{мм}^{-3/2},$$

де  $h$  - в  $\text{мм}$ . Для переведення одиниць коефіцієнта інтенсивності напружень використовують залежність

$$1 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}} = 0,3101 \text{ даН} \cdot \text{мм}^{-3/2}.$$

Тоді

$$N_p = \int_{0,8}^{23} \frac{dh}{1,37 \cdot 10^{-12} (34,74 \sqrt{h})^{3,45}} =$$

$$= 5,218 \times 10^6 \text{ циклів.}$$

Таким чином, після  $N = 5,218$  млн. циклів тріщина глибиною 0,8 мм розвинеться в тілі штанги до кінцевого зламу. Подальша експлуатація штанги не має змісту, оскільки це веде до порушення технологічних параметрів видобування нафти (рис. 3, 4).

### Приклад розрахунку залишкового ресурсу насосної штанги з врахуванням дотичних напружень (рис. 5, 6)

Розрахуємо момент опору перерізу за формулою:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 2,091 \times 10^{-6} \text{ м}^3,$$

дотичне напруження для  $M_{кр} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ :

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = 119,6 \text{ МПа.}$$

Обчислимо еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\text{екв}}^{(III)} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4 \cdot \tau^2} = 342,4 \text{ МПа.}$$

Визначимо критичну глибину тріщини з врахуванням впливу дотичного напруження:

$$h_{кр} = \left( \frac{K_{Ic}}{1,12\sigma_{\text{екв}}^{(III)}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{Q} = \left( \frac{K_{Ic}}{1,12\sigma_{\text{екв}}^{(III)}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \times$$

$$\times \sqrt{\left( \frac{3}{8}\pi + \frac{\pi l^2}{8h^2} \right)^2 - 0,212 \left( \frac{\sigma_{\text{екв}}^{(III)}}{\sigma_{0,2}} \right)^2} = 0,012 \text{ м.}$$

Згідно з отриманими результатами при врахуванні дотичного напруження критична глибина тріщини зменшується з 23 до 12 мм, а довговічність знижується з 5,218 млн. циклів до 4,912 млн. циклів.

### Приклад розрахунку залишкового ресурсу насосної штанги з врахуванням дотичних напружень залежно від величини крутного моменту

Нами проведено розрахунок довговічності штанги за наявності напівеліптичної тріщини для різних значень крутного моменту  $M_{кр}$  (від 50 до 250  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ) (рис. 7-8).

### Висновки

Згідно отриманих в результаті обчислень даних при розрахунках без врахування дотичних напружень довговічність штанги становить 5,218 млн. циклів, а критична глибина тріщини 23 мм, що перевищує діаметр штанги (22 мм), тобто при обриві глибина тріщини ще не досягає критичної величини. Відтак, розрахована таким чином довговічність має недостатню достовірність. Проте згідно з даними, отриманими при врахуванні дії дотичних напружень, довговічність штанги до критичного розвитку тріщини (12 мм) в тілі відповідає 4,912 млн. циклів. Як бачимо, врахування дотичних напружень є важливим фактором при розрахунку довговічності насосної штанги.

В роботі отримано графічну залежність довговічності штанги від критичної глибини тріщини при зміні крутного моменту від 50 до 250  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .

При збільшенні крутного моменту довговічність штанги та глибина критичних тріщин зменшується.

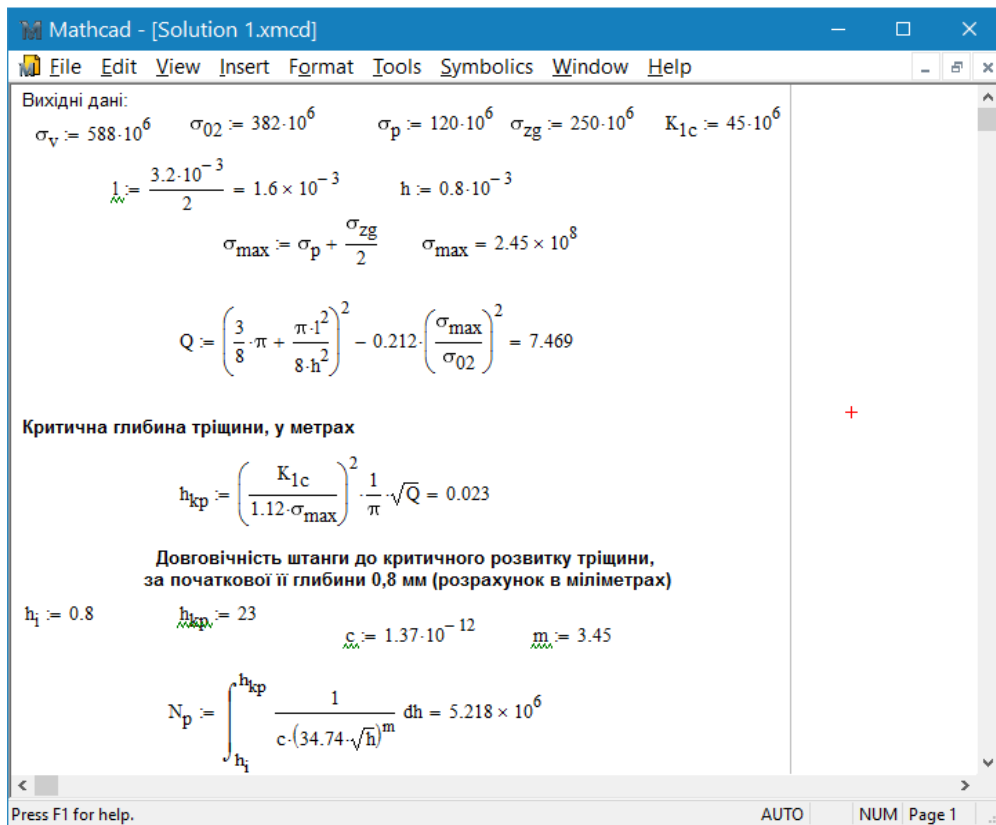


Рисунок 3 – Розрахунок критичної довжини тріщини та довговічності штанги за допомогою програми MathCAD без врахуванням дотичних напружень

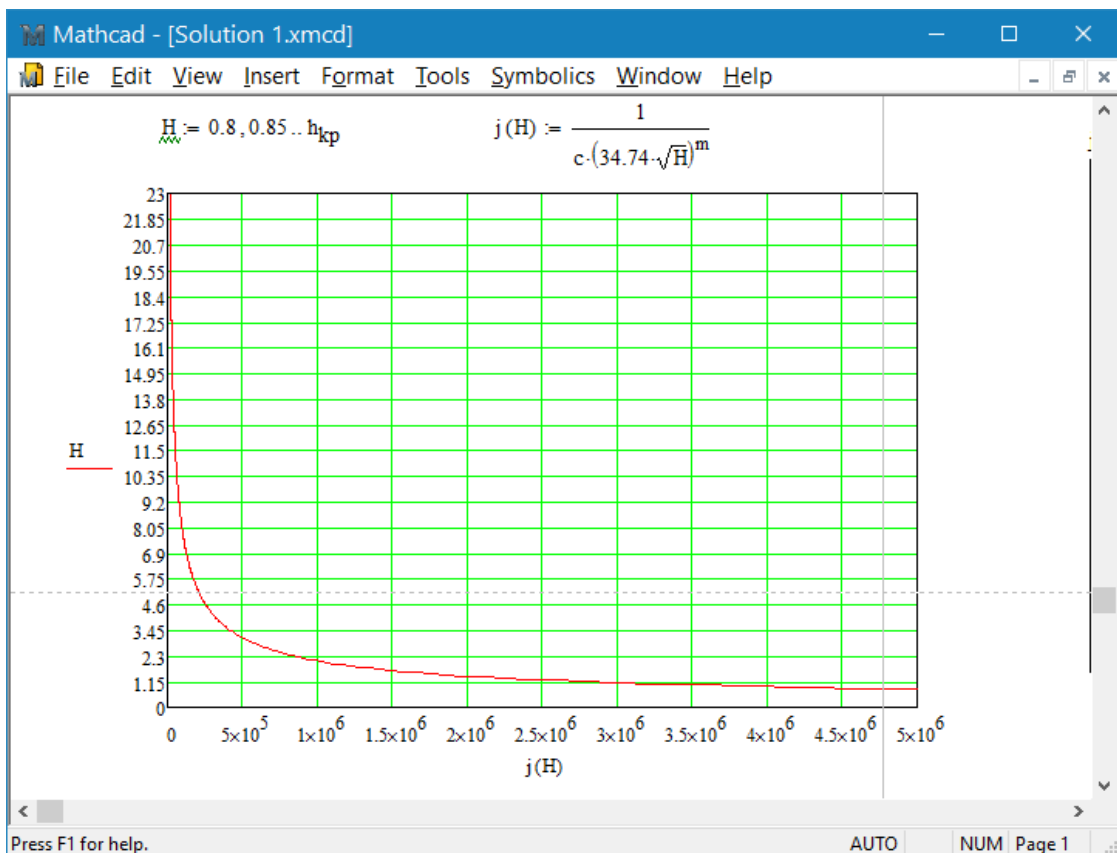


Рисунок 4 – Графічна залежність довговічності штанги від глибини тріщини без врахування дотичного напруження

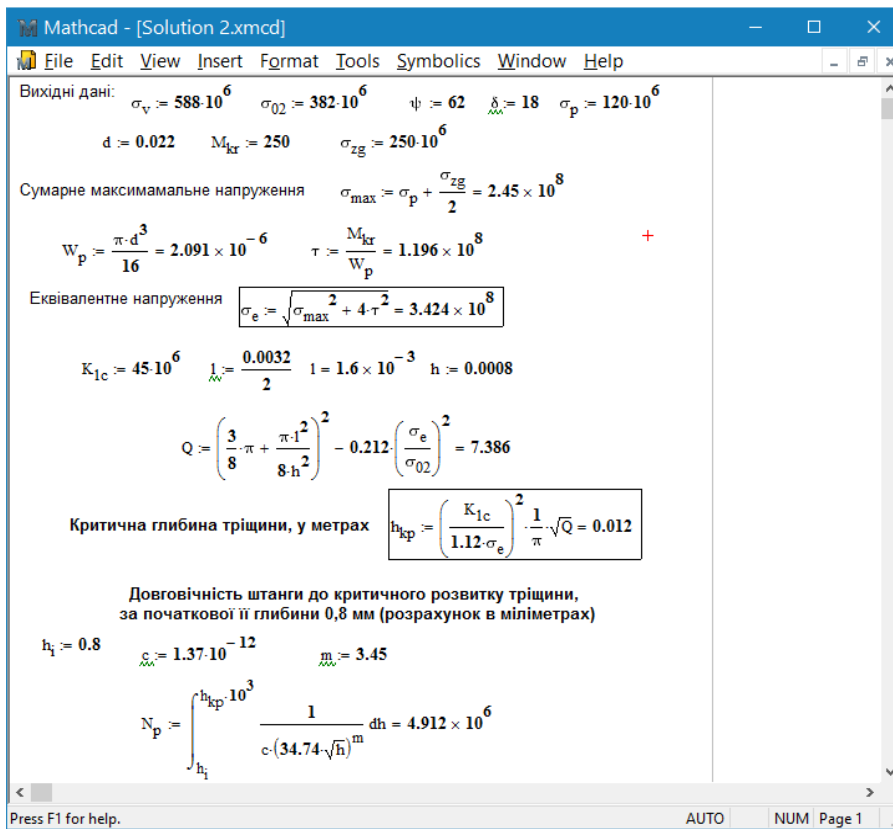


Рисунок 5 – Розрахунок критичної довжини тріщини та довговічності штанги за допомогою програми *MathCAD* з врахуванням дотичних напружень

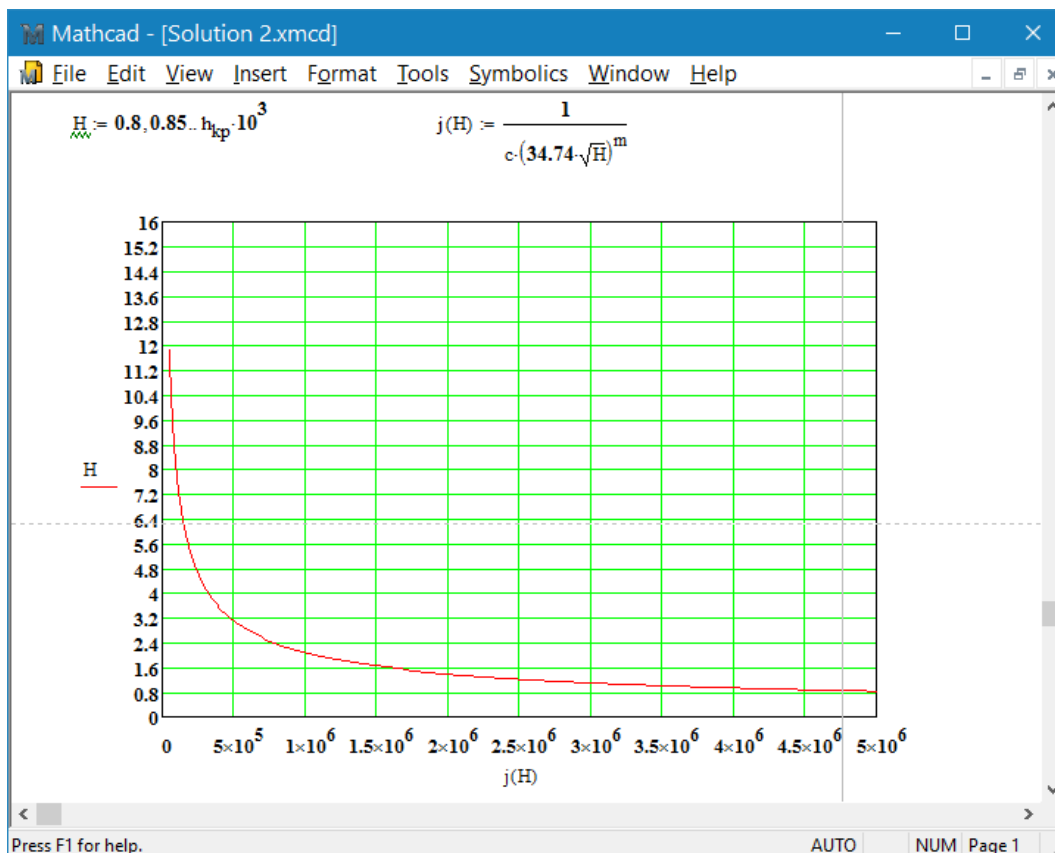


Рисунок 6 – Графічна залежність довговічності штанги від глибини тріщини при врахуванні дотичного напруження

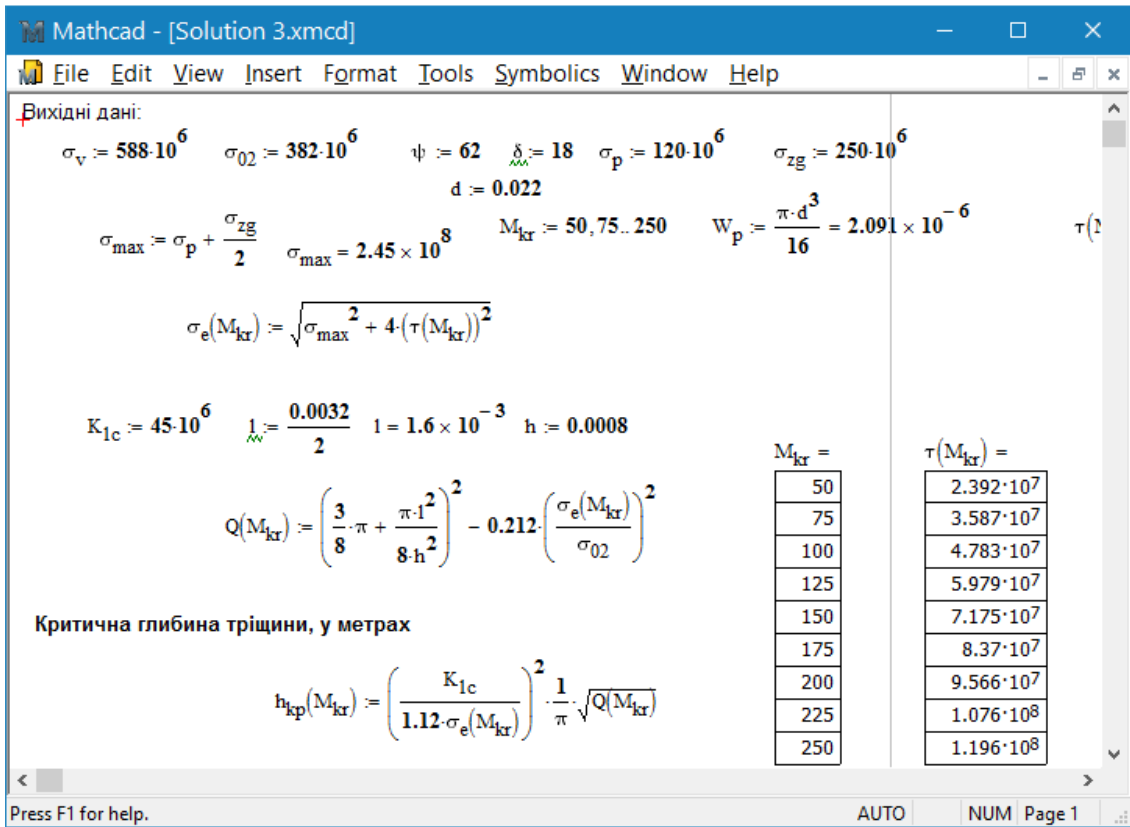


Рисунок 7 – Розрахунок критичної глибини тріщини в насосній штанзі з врахуванням дотичних напружень залежно від величини крутного моменту

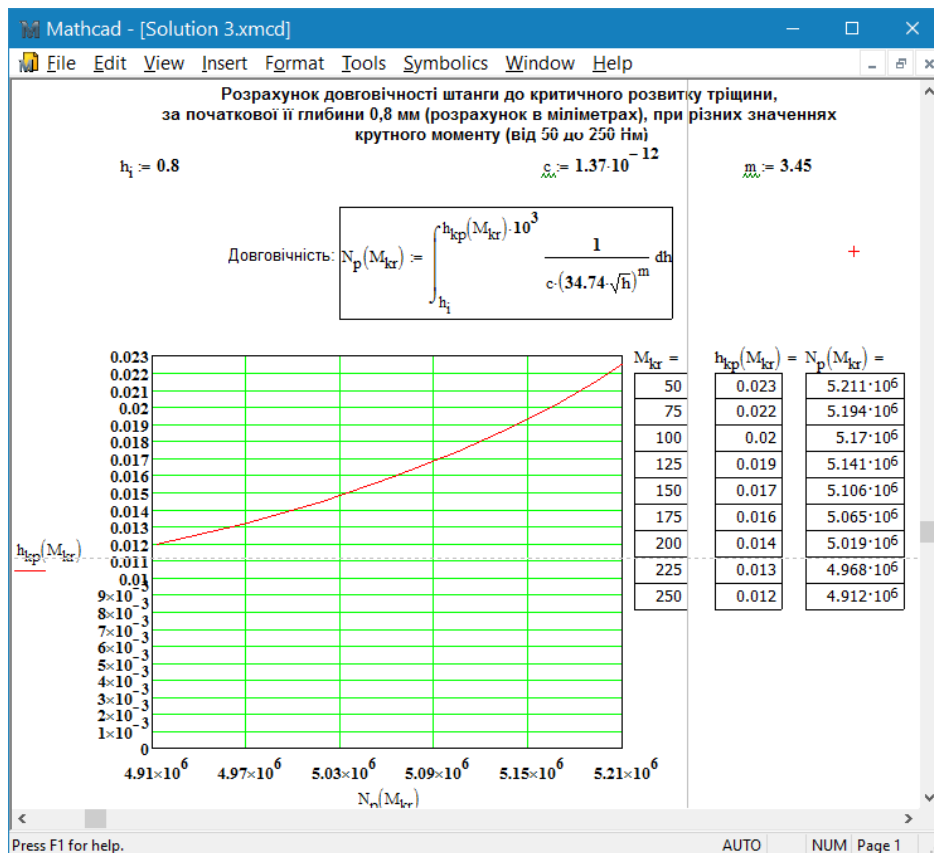


Рисунок 8 – Графічна залежність довговічності штанги від критичної глибини тріщини при зміні крутного моменту від 50 до 250 Нм

Література

- 1 Копей Б.В. Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти: Монографія / Б.В.Копей, В.Б. Копей, І.Б.Копей. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – 406 с.
- 2 Копей Б.В. Методи прогнозування ресурсу насосних штанг / Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – № 36. – С. 24-59. Серія: Нафтогазопромислове обладнання.
- 3 Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги. / Б.Б. Круман. – М.: Недра, 1977. – 181 с.
- 4 Панасюк В.В. К вопросу определения электрохимического состояния в развивающейся трещине при исследовании трещиностойкости материала в коррозионной среде / Панасюк В.В., Ратич Л.В., Дмытрах И.Н. // ФХММ. – 1982. – №3. – С. 42-49.
- 5 РД 50 -345- 82. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 96 с.
- 6 Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для студентів нафтових вузів. / Б.В.Копей. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 446 с.
- 7 Aoki M., Kiuchi A. Brittle fracture strength of notched round bar under axial load// Adv. Fract. Res.: Proc. 6<sup>th</sup> Int. Conf. Fract. (New Delhi, 1984). Oxford etc.: Pergamon Press, 1984. – Vol. 2. – P. 1439-1446.
- 8 Ратич Л.В. Циклическая коррозионная трещиностойкость материалов и долговечность насосных штанг / Ратич Л.В., Федорович Я.Т. // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 1988. – № 6. – С. 95-100.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
22.08.17

Рекомендована до друку  
професором **Якимом Р.С.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
професором **Старчевським М.К.**  
(ТзОВ «Інтер-Синтез», м. Борислав)