

РОЗРАХУНОК ВЕЛИЧИНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО ЛОПАТЯМИ ПРОТЕКТОРА НАСОСНИХ ШТАНГ

П.Р.Гімер, Б.В.Копей, О.О.Онищук, С.Ю.Онищук, В.Б.Копей

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

Розглянуто методику визначення крутного моменту, створюваного лопатями протектора насосних штанг під час роботи верстата-гойдалки. За основу розрахунку взято методику розрахунку осьових турбін. За законом про зміну моменту кількості руху для потоку рідини та законом про зміну кількості руху визначається залежність величини крутного моменту від часу. Як вхідні дані використано параметри типової свердловини і отримано середнє за половину циклу роботи верстата-гойдалки числове значення крутного моменту, створюваного протектором.

Ключові слова: протектор, насосна штанга, лопать, крутний момент, осьова турбіна

Предлагается методика определения крутящего момента, создаваемого лопатями протектора насосных штанг при работе верстата-качалки. В основу расчёта взята методика расчёта осевых турбин. По закону изменения момента количества движения для потока жидкости и закону изменения количества движения определяется зависимость величины крутящего момента от времени. В качестве исходных данных использованы параметры типовой скважины и получены средние за половину цикла работы верстата-качалки числовые значения крутящего момента, создаваемого протектором.

Ключевые слова: протектор, насосная штанга, лопасть, крутящий момент, осевая турбина

The method of determination created by sucker rods protector vanes torque during work of pumping unit is given in the article. The method of axial turbines calculation is taken as basis of calculation. On the basis of the change of moment of motion amount law for the stream of liquid and the change of motion amount law dependence between torque value and time is determined. After using as input data parameters of typical oil well, the numerical values of the mean torques created by the protector during a half stroke of pumping unit are got.

Keywords: protector, sucker rod, vane, torque, axial turbine

Метою статті є опис методики розрахунку величини крутного моменту, створюваного лопатями протектора насосних штанг, який проводиться за методикою розрахунку осьових лопатевих турбін. На основі даних типової свердловини слід розрахувати середнє та максимальне значення величини крутного моменту за половину циклу роботи верстата-гойдалки.

Протектор колони насосних штанг являє собою суцільну циліндричну конструкцію з лопатями, яка кріпиться на тілі насосних штанг і під час руху колони штанг вниз спричиняє створення крутного моменту, дія якого змушує обертатися колону насосних штанг. Схема протектора зображена на рисунку 1.

Зважаючи на схожість призначення протектора і осьової турбіни, розрахунок величини крутного моменту, що створюється лопатями протектора, проводимемо, за методикою розрахунку осьових турбін [1].

Виходячи із призначення протектора – забезпечити повертання колони насосних штанг під час роботи верстата-гойдалки, в протекторі здійснюється процес перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію обертання колони насосних штанг (аналогічно до гідравлічної турбіни). Рух рідини в лопатях відбувається під напором, що створюється рухом колони насосних штанг разом із закріпленими протекторами під дією власної ваги вниз відносно рідини, що заповнює колону НКТ, а обертання протектора – в результаті реактивної дії потоку на вигнуті поверхні лопатей протектора. При

цьому рідина рухається між лопатями протектора в осьовому напрямку (пропелерна турбіна).

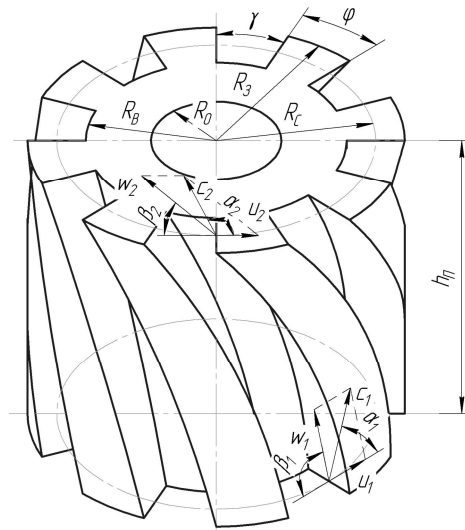


Рисунок 1 – Розрахункова схема протектора

Потік рідини між лопатями характеризується величиною і напрямком абсолютної швидкості в кожній точці розглядуваної області. Значення абсолютної швидкості \vec{c} частинки рідини в області між лопатями можна отримати як геометричну суму відносної швидкості $\vec{\omega}$ і переносної \vec{u} із паралелограма швидкостей.

Для розрахунку приймемо, що рух рідини в каналі між лопатями є струменевим. При пе-

реході до нескінчено великого числа нескінченно тонких лопатей, потік в області між лопатями стає симетричним відносно осі, і швидкість $\bar{\omega}$ може бути спрямована по дотичній до верхніх лопаті в розглядуваній точці.

Для опису схеми руху рідини між лопатями протектора введемо такі позначення:

\bar{c}_1 і \bar{c}_2 – абсолютні швидкості руху рідини на вході в простір між лопатями і на виході з нього (рис. 1);

\bar{u}_1 і \bar{u}_2 – колові (переносні) швидкості частинки рідини на вході в простір між лопатями та на виході з нього;

\bar{w}_1 і \bar{w}_2 – відносні швидкості руху вздовж лопатей (на початку і вкінці лопаті);

$\bar{\omega}$ – кутова швидкість обертання протектора;

R_3 , R_B – зовнішній та внутрішній радіус лопатей;

R_C – середній радіус лопаті;

R_0 – радіус тіла насосної штанги;

α_1 і α_2 – кути між абсолютними і коловими швидкостями \bar{c}_1 і \bar{u}_1 та \bar{c}_2 і \bar{u}_2 ;

β_1 і β_2 – кути між напрямом граней лопаті і коловими швидкостями обертання протектора;

γ – кут між боковими поверхнями каналу між лопатями в перерізі;

φ – кут між боковими поверхнями лопаті в перерізі;

h_{II} – висота протектора.

Під дією потоку рідини на лопаті, протектор буде обертатися із деякою кутовою швидкістю ω , тоді абсолютна швидкість входу рідини на лопаті \bar{c}_1 розкладеться на колову швидкість, середнє значення якої можна визначити за формулою $\bar{u}_1 = R_C \cdot \bar{\omega}$, і відносну швидкість руху вздовж лопаті \bar{w}_1 . Абсолютні швидкості \bar{c}_1 і \bar{c}_2 визначаються із паралелограма швидкостей [1].

Прийнята нами схема руху рідини між лопатями протектора передбачає наявність струменевого осесиметричного руху в каналах протектора, що можливо тільки за нескінченно великої кількості лопатей. У разі скінченного числа лопатей виникають завихрення і нерівномірність потоку видозмінюють загальну картину руху, що потребує внесення коректив у рішення, отримані на основі вказаного припущення.

Для знаходження крутного моменту, створюваного при взаємодії протектора із рідиною, скористаємося законом про зміну моменту кількості руху для рухомої рідини, який в цьому випадку можна сформулювати так: зміна моменту кількості руху рідини за одиницю часу відносно осі обертання протектора дорівнює сумі моментів всіх зовнішніх сил відносно тієї ж осі, тобто рівна крутному моменту.

В потоці рідини, що проходить між лопатями протектора, відбувається зменшення моменту кількості руху в результаті передавання частини гідравлічної енергії на обертання протектора.

Обчислимо величину зміни моменту кількості руху маси рідини між перерізами на вході і виході з протектора відносно осі обертання. Якщо позначити витрату елементарної струмині через dQ , то її момент кількості руху в діаметральному перерізі на вході в протектор рівний:

$$\delta I_1 = \delta m c_1 = \rho dQ c_1, \quad (1)$$

відповідно на виході з протектора:

$$\delta I_2 = \delta m c_2 = \rho dQ c_2, \quad (2)$$

де ρ – густина рідини.

Щоб визначити зміну моменту кількості руху струмині відносно осі обертання, слід моменти кількості руху δI_1 і δI_2 перемножити на величину відповідного плеча. При сталих розмірах радіусів лопатей на вході і на виході з протектора як плече можна прийняти величину середнього радіуса лопаті:

$$R_C = \frac{R_B + R_3}{2}. \quad (3)$$

Тоді

$$dM_1 = \delta I_1 R_C = \rho dQ c_1 \cos \alpha_1 R_C; \quad (4)$$

$$dM_2 = \delta I_2 R_C = \rho dQ c_2 \cos \alpha_2 R_C. \quad (5)$$

Зміна за одиницю часу моменту кількості руху маси рідини, яка знаходиться в елементарній струмині, дорівнює різниці моментів кількостей руху, які відповідають областям входу і виходу рідини з протектора:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 = \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (6)$$

Зміна моменту кількості руху всієї маси рідини, яка пройшла через протектор за одиницю часу, дорівнює сумі змін моментів кількостей руху всіх елементарних струмин:

$$\Sigma \Delta M = \Sigma \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_T R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (7)$$

Позначимо через M_{KP} крутний момент, який виникає в протекторі від взаємодії з рідиною. Оскільки під час проходження між лопатями протектора момент кількості руху рідини зменшується, то формула розрахунку крутного моменту набуде вигляду:

$$M_{KP} = \rho Q_T R_C (-c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1). \quad (8)$$

Проведемо розрахунок величин, що входять до рівняння (8).

Величину об'єму рідини, що проходить крізь протектор за одиницю часу Q_T визначимо з умови, що вся рідина під протектором під час руху насосних штанг вниз пройде крізь площу, утворену сегментами кільцевого простору навколо лопатей протектора та площею перерізу каналів протектора за формулою:

$$Q_T = v_{HII} \cdot \pi \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \gamma}{360} \cdot \frac{1}{(R_{HKT}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}, \quad (9)$$

де: $v_{НШ}$ – швидкість руху насосних штанг;
 n – кількість лопатей протектора;
 R_3 – зовнішній діаметр протектора;
 R_B – внутрішній діаметр протектора;
 $R_{НКТ}$ – внутрішній діаметр НКТ;
 R_0 – діаметр насосної штанги;
 γ – радіальний кут між гранями міжлопатевого каналу в перерізі (рис. 2).

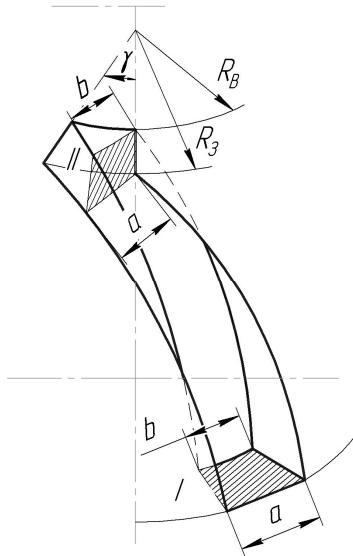


Рисунок 2 – Схема каналу між лопатями протектора

Розрахунок витрати рідини крізь протектор за формулою (9) здійснюється на основі припущення, що співвідношення потоків рідини в каналах між лопатями і в кільцевому каналі навколо протектора пропорційне співвідношенню площ їх перерізів. Насправді дане співвідношення обернено пропорційне співвідношенню гідравлічних опорів перерізів. Однак через малу величину проміжку між гранями лопатей і трубою НКТ, яка прийнята в розрахунковій моделі, різниця між обчисленою за формулою (9) величиною витрати і витрати за припущення, що вся рідина проходить каналами між лопатями, становить не більше 10%. Зрозуміло, що частина потоку рідини проходить кільцевим каналом навколо протектора, і реальне значення витрати рідини через канали протектора буде більшим за значення, обчислене за формулою (9), і менше за витрату за припущення, що вся рідина проходить каналами між лопатями. З огляду на невеликий відсоток похибки, для спрощення розрахунків далі припустимо, що співвідношення між кількістю рідини, що проходить крізь канали протектора, і кількістю рідини, що проходить крізь кільцевий переріз навколо протектора, дорівнює співвідношенню площ перерізу каналів протектора і площі кільцевого перерізу каналу навколо протектора.

Абсолютні швидкості руху рідини між лопатями протектора \bar{c}_1 і \bar{c}_2 отримані як геометрична сума відносних швидкостей \bar{u}_1 і \bar{u}_2 та переносних швидкостей \bar{w}_1 і \bar{w}_2 .

В свою чергу, значення відносної (колової) швидкості може бути отримане з формули:

$$u_1 = u_2 = \omega \cdot R_C, \quad (10)$$

де: ω – кутова швидкість обертання протектора;

R_C – середній радіус лопатей протектора.

Переносну швидкість на вході в протектор \bar{w}_1 визначимо із умови проходження об'єму рідини під протектором крізь канал між лопатями на вході в протектор (рис. 1) за одиницю часу.

$$w = \frac{Q_T}{S}, \quad (11)$$

де S – площа перерізу, крізь який проходить рідина на вході в протектор.

Визначимо величину переносної швидкості із формул (9) та (11). Отримаємо:

$$w_1 = v_{НШ} \cdot \frac{R_{НКТ}^2 - R_0^2}{R_{НКТ}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2)} \cdot \frac{\gamma}{360} \quad (12)$$

З умови нерозривності потоку рідини при проходженні каналу між лопатями протектора та рівності геометричних розмірів перерізів, перпендикулярних до напрямку руху рідини між лопатями (перерізи I та II, рисунок 2), величина переносної швидкості на виході із протектора буде такою ж, як і в перерізі I-I [1]:

$$w_1 = w_2. \quad (13)$$

Значення величин абсолютних швидкостей c_1 і c_2 визначимо як довжини сторін довільного трикутника [2]:

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1}; \quad (14)$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}. \quad (15)$$

Визначимо значення $\cos \alpha_1$ та $\cos \alpha_2$:

$$\cos \alpha_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2c_1 \cdot u_1}; \quad (16)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2c_2 \cdot u_2}. \quad (17)$$

Таким чином, за рівняннями (8), (9), (12), (14), (15), (16), (17), визначаємо величину крутного моменту, створюваного протектором.

Підставивши вхідні дані – параметри роботи верстата-гойдалки (частота коливань – 10 хв⁻¹, довжина ходу плунжера – 3 м, внутрішній діаметр НКТ – 62 мм) та попередньо вибрані геометричні розміри протектора у формули, наведені вище, отримаємо закон зміни крутного моменту за половину періоду роботи верстата-гойдалки (рис. 3).

Як бачимо із графіка, максимальне миттєве значення $M_{кр}$ за половину циклу роботи верстата-гойдалки становить близько 0,3 Н·м.

Визначимо величину крутного моменту, створюваного протектором при середній за половину циклу витраті рідини, із умови, що за половину тривалості циклу роботи верстата-гойдалки через протектор і кільцевий простір

навколо протектора пройде об'єм рідини, рівний добутку площі кільцевого перерізу в колоні НКТ під протектором на довжину ходу устьового штока.

$$Q_{TC} = \frac{2s \cdot \pi \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)}{T} \times \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \gamma}{360} \cdot \frac{1}{(R_{НКТ}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \quad (18)$$

Застосовуючи визначену за формулою (18) величину Q_{TC} при розрахунках за формулами (8)-(17), отримуємо значення крутного моменту при середній витраті рідини за половину циклу роботи верстата-гойдалки. При вхідних даних, що використовувались для визначення закону зміни крутного моменту, значення M_{KP} становить 0,12 Н·м.

Тепер розрахуємо величину крутного моменту, користуючись законом зміни кількості руху [3].

Розглянемо рух рідини в просторі між лопатями протектора при переміщенні від входу в протектор до виходу з нього. Для цього змодельуємо канал із віссю просторової спіральної орієнтації у вигляді каналу із криволінійною віссю в площині за збереженням кутів нахилу напрямків граней лопатей до горизонталі (рис. 4).

В перерізах I-I та II-II з площею S_1 та S_2 тиски рівні p_1 та p_2 , швидкість течії – w_1 та w_2 , а відповідна їм кількість руху – $m \cdot w_1$ та $m \cdot w_2$.

Приріст кількості руху для даного потоку за припущення, що швидкості в перерізах I-I та II-II постійні, може бути записаний як

$$md\bar{w} = m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1) \quad (19)$$

Замінімо в цій формулі масу через масову витрату Q_m за час dt і підставимо в рівняння закону зміни кількості руху:

$$\bar{F}dt = mdw \quad (20)$$

Скоротивши на величину dt , отримаємо векторну рівність:

$$\bar{F} = Q_m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1) \quad (21)$$

Рівнодійна сила $\bar{F} = Q_m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1)$ загалом є векторною сумою всіх зовнішніх сил, що діють на потік: сил тиску \bar{F}_{p1} та \bar{F}_{p2} , сили ваги \bar{G} та сили реакції стінок потоку \bar{F}_R . З огляду на низьку шорсткість матеріалу, з якого виготовлений протектор, тертям в каналі між перерізами I-I та II-II знехтуємо.

Отже, рівняння зміни кількості руху може бути записане у вигляді:

$$\bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2} + \bar{G} + \bar{F}_R = Q_m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1) \quad (22)$$

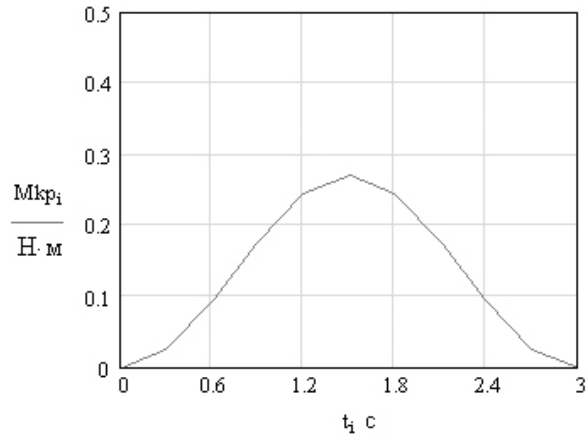


Рисунок 3 – Графік зміни величини крутного моменту, створюваного протектором, за час руху колони насосних штанг вниз

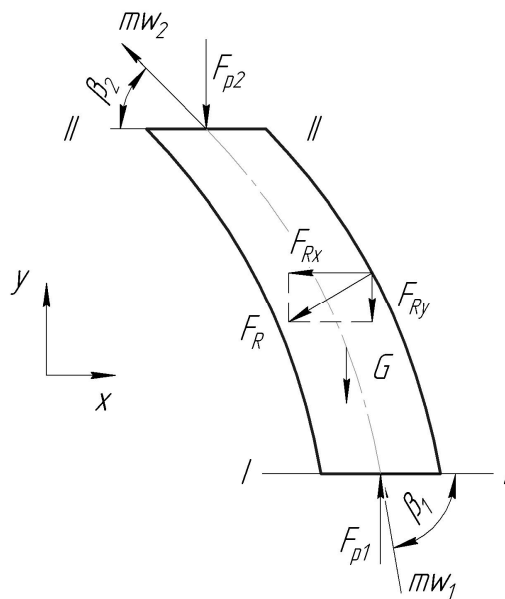


Рисунок 4 – Розрахункова схема каналу між лопатями протектора

Для розрахунку крутного моменту у протекторі, достатньо визначити силу реакції поверхні лопаті в проекції на горизонтальну вісь, дотичну до зовнішнього кола протектора (вісь x, рисунок 3).

$$-F_{Rx} = Q_m(-w_2 \cdot \cos \beta_2 + w_1 \cdot \cos \beta_1) \quad (23)$$

або

$$F_{Rx} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \quad (24)$$

Тоді формула розрахунку значення крутного моменту:

$$M_{KP} = R_C \cdot F_{Rx} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \quad (25)$$

Підставивши вхідні параметри у формулу (25) отримуємо залежність, графік якої повністю співпадає із графіком на рисунку 3.

Отже, в статті наведено опис методики визначення крутного моменту, створюваного лопатями протектора насосних штанг. Виведено формули для обчислення миттєвого значення величини крутного моменту, створюваного протектором, на основі двох методик – закону про зміну моменту кількості руху та закону про зміну кількості руху потоку рідини. Побудовано графічну залежність величини крутного моменту від часу за половину циклу роботи верстата-гойдалки. Графіки, отримані після обчислення, дали ідентичний результат – за обома методиками збігаються. Для типової свердловини визначено значення крутного моменту при середній за половину циклу роботи подачі та максимальне значення крутного моменту за половину циклу роботи верстата-гойдалки: відповідно 0,12 Н·м та 0,3 Н·м. За отриманими аналітичними залежностями можна провести раціоналізацію параметрів роботи системи протекторів для обертання колони насосних штанг з метою отримання максимально можливого значення крутного моменту.

Література

- 1 Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харків: В-во Харківського у-ту, 1970. – 396 с.
- 2 Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгодский. – Л.: Печатный двор, 1958. – 412 с.
- 3 Гімер Р.Ф. Основи газової динаміки. Навчальний посібник / Р.Ф. Гімер, П.Р. Гімер. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 228 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
02.10.09

Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.