

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ 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: kopeyb@pung.edu.ua

Наведено методику визначення раціональних параметрів протектора насосних штанг, що створює крутний момент під час роботи верстата-гойдалки. Розрахунок раціональних параметрів проводиться за формулою для визначення крутного моменту, створюваного протектором, із методики розрахунку осьових турбін. Наведено графічні залежності середнього значення крутного моменту, створюваного протектором за півперіод роботи верстата-гойдалки, від параметрів, що впливають на роботу системи протекторів. На основі аналізу графіків і з врахуванням умов експлуатації протектора зроблено висновки про раціональні значення параметрів. Виходячи із позиції збереження запасу наявної потужності в системі "колонна насосних штанг із протекторами – рідина в колоні НКТ", проведено розрахунок раціонального значення кута нахилу лопаті на виході з протектора.

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

Приведена методика определения рациональных параметров протектора насосных штанг, создающего крутящий момент при работе верстата-качалки. Расчет рациональных параметров проводится по формуле определения крутящего момента, создаваемого протектором из методики расчёта осевых турбин. Приводятся графические зависимости среднего значения крутящего момента, создаваемого протектором за полупериод работы верстата-качалки, от параметров, влияющих на работу системы протекторов. По результатам анализа графиков и с учётом условий эксплуатации протектора сделаны заключения об рациональных значениях параметров. Исходя из позиции сохранения запаса существующей мощности в системе "колонна насосных штанг с протекторами – жидкость в колонне НКТ", проведен расчёт рационального значения угла наклона лопасти на выходе из протектора.

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

The method of determination of rational parameters of sucker rods protector, which creates a torque during work of pumping unit, is given in the article. Determination of rational parameters is conducted on the basis of formula by the protector torque according to axial turbines calculation. Graphic dependences between mean value of the protector torque during half of period of pumping unit work, and parameters which influence to work of the protectors system are given, from. On the basis of analysis of the graphs and taking into account the working conditions of protector the conclusions about the rational values of parameters are done. Coming out the position of saving of existent power supply in the system from column of sucker rods with protectors and liquid in the tubing column the calculation of rational value of vane-blade slope angle on an outlet from the protector is conducted.

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

Метою статті є опис пропонованої авторами послідовності визначення раціональних параметрів протектора насосних штанг. Слід провести аналіз впливу геометричних параметрів протектора і експлуатаційних параметрів насосної установки на величину крутного моменту, створюваного протектором, а також визначити раціональні значення параметрів, що впливають на роботу системи протекторів і на основі цього сформулювати рекомендації щодо конструювання протектора.

Розглядуваний протектор колони насосних штанг являє собою суцільну циліндричну конструкцію з лопатями, яка кріпиться на тілі насосних штанг і під час руху колони штанг вниз створює крутний момент, що змушує обертатися колону насосних штанг. Схема протектора зображена на рисунку 1.

Для виділення параметрів, які впливають на величину крутного моменту, що створюється протектором насосних штанг (осьова турбіна), розглянемо формулу, яка впливає із теорії розрахунку осьових турбін [1]:

$$M_{KP} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (1)$$

де: R_C – середній радіус лопаті протектора (рис. 1);

Q_T – витрата рідини крізь канали протектора;

ρ – густина рідини;

w_1, w_2 – швидкість рідини на вході і виході з каналу між лопатями;

β_1, β_2 – кут нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході і виході з протектора.

В свою чергу, значення середнього радіуса протектора залежить від зовнішнього R_3 та внутрішнього R_B радіусів лопаті.

Витрата рідини крізь канали протектора Q_T визнається з умови, що вся рідина під час руху насосних штанг вниз пройде крізь площу, утворену сегментами кільцевого простору навколо лопатей протектора та площею перерізу каналів протектора:

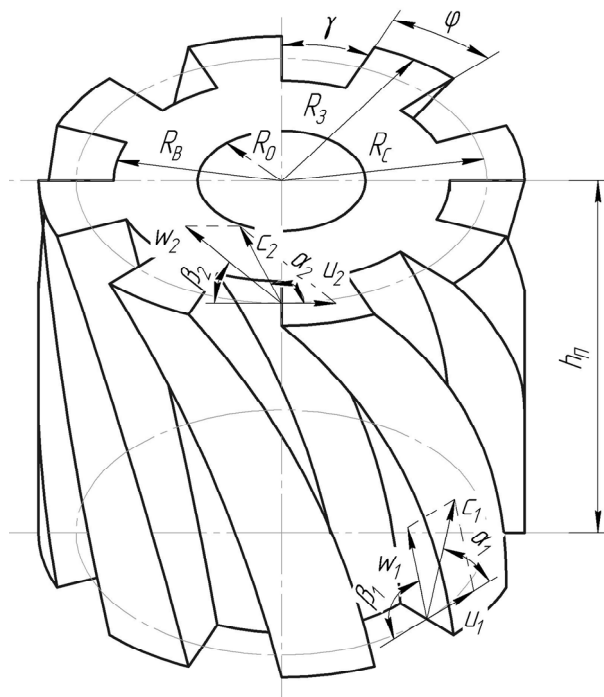


Рисунок 1 – Розрахункова схема протектора

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

де: $v_{НШ}$ – швидкість руху насосних штанг;
 n – кількість лопатей протектора;
 $R_{НКТ}$ – внутрішній діаметр НКТ;
 R_0 – діаметр насосної штанги;
 γ – радіальний кут між гранями лопаті в перерізі (рис. 1).

Розрахунок витрати рідини через протектор за формулою (2) проводиться на основі припущення, що співвідношення потоків рідини в каналах між лопатями і в кільцевому каналі навколо протектора пропорційне співвідношенню площ їх перерізів. В дійсності дане співвідношення обернено пропорційне співвідношенню гідравлічних опорів перерізів. Однак за рахунок малого проміжку між гранями лопатей і трубою НКТ, яка прийнята в розрахунковій моделі, різниця між обчисленою за формулою (2) величиною витрати і витрати, прийнятої з припущення, що вся рідина проходить каналами між лопатями, складає до 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 (2), і менше за витрату, прийняту з припущенням, що вся рідина проходить каналами між лопатями. З огляду на невеликий відсоток похибки, з метою спрощення розрахунків далі припустимо, що співвідношення між кількістю рідини, що проходить крізь канали протектора,

і кількістю рідини, що проходить крізь кільцевий переріз навколо протектора, рівне співвідношенню площ перерізу каналів протектора і площі кільцевого перерізу каналу навколо протектора.

Закон зміни величини миттєвої швидкості руху колони насосних штанг $v_{НШ}$ залежить від частоти коливань балансира f .

Отже, виділимо параметри, які впливають на величину крутного моменту:

- кількість лопатей протектора (n);
- величина кута між гранями міжлопатєвого каналу в горизонтальній площині (γ);
- внутрішній радіус лопаті протектора (R_B);
- зовнішній радіус лопаті протектора (R_3);
- нахил грані лопаті до горизонтальної площини на вході (β_1) і виході (β_2) з протектора;
- частота коливань балансира (f).

Задавшись вхідними даними – параметрами типової свердловини і підставляючи числові значення у формулу (1), по черзі залишатимемо кожен із описаних параметрів змінним для побудови графіків залежностей величини створюваного протектором крутного моменту від відповідного параметра. При цьому визначатимемо середнє за півперіод роботи верстата-гойдалки значення крутного моменту, підставляючи у формулу (1) величину середньої витрати рідини, визначеної з 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.

$$Q_{ТС} = \frac{2s \cdot \pi \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)}{T} \times \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \gamma}{360} \div (R_{НКТ}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360} \quad (3)$$

де T – період роботи верстата-гойдалки.

1) Вплив кількості лопатей протектора на величину крутного моменту.

Для розрахунку приймемо положення, що коефіцієнт співвідношення між кутом лопаті φ та кутом каналу між лопатями γ (рис. 1) є сталим.

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і кількістю лопатей наведена на рисунку 2.

Бачимо, що величина крутного моменту не залежить від кількості лопатей протектора за постійного коефіцієнту співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті, і кутом, утворюваним гранями каналу. Однак теорія розрахунку крутного моменту осьової турбіни [1] містить припущення про те, що в розрахунковій моделі протектор складається із нескінченного числа нескінченно тонких лопатей. З

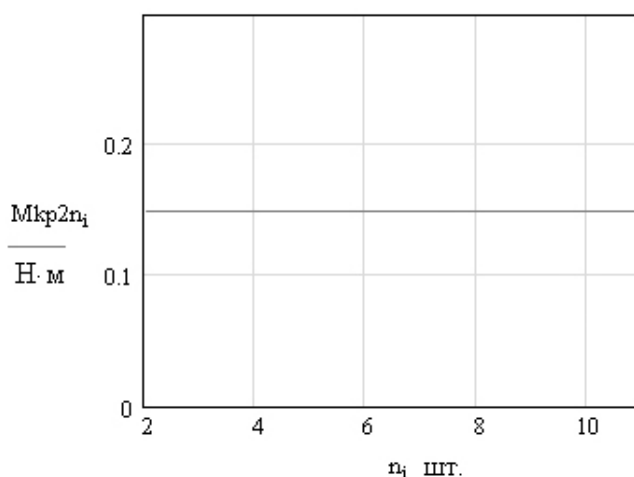


Рисунок 2 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, зі зміною кількості лопатей

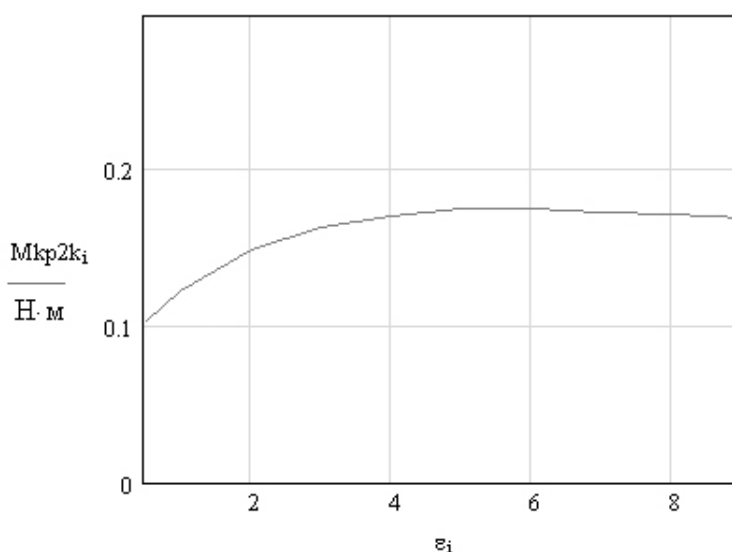


Рисунок 3 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні коефіцієнта ε

огляду на вказане припущення, чим більшим буде реальне число лопатей, тим реальне значення крутного моменту буде наближатись до розрахункового. Тому умовою раціоналізації приймемо наявність такого максимального числа лопатей, за якого товщина лопаті буде мати достатню міцність на згин при експлуатації.

2) Для визначення впливу величини кута між гранями каналу між лопатями в горизонтальній площині (γ) на величину крутного моменту, введемо в розрахунки величину коефіцієнта співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті (φ), і кутом, створеним гранями каналу (γ):

$$\varepsilon = \frac{\varphi}{\gamma} \quad (4)$$

Для розрахунку приймемо кількість лопатей рівною 6 (кут γ змінюється від 0° до 60°).

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і коефіцієнтом ε наведена на рисунку 3.

Бачимо, що залежність між величиною крутного моменту і коефіцієнтом співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті і кутом, утворюваним гранями каналу, нелінійна і має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне співвідношення між вказаними кутами ($\varepsilon = 5, \gamma = 10^\circ, \varphi = 50^\circ$). З огляду на вплив описаного коефіцієнта на величину гідравлічного опору протектора та ризик закупорювання каналу між лопатями парафіновими відкладеннями, слід відступити від розрахованого раціонального значення розглядуваного коефіцієнта в бік ширшого каналу між лопатями. З огляду на схожість призначення описаної конструкції протектора і турбін турбобурів, значення коефіцієнта співвідношення між кутами приймемо за теорією конструювання турбін турбобурів рівним 0,5. При цьому значення середнього крутного моменту буде меншим від пікового значення на 40%, однак у такий спосіб ми уникнемо ризику заку-

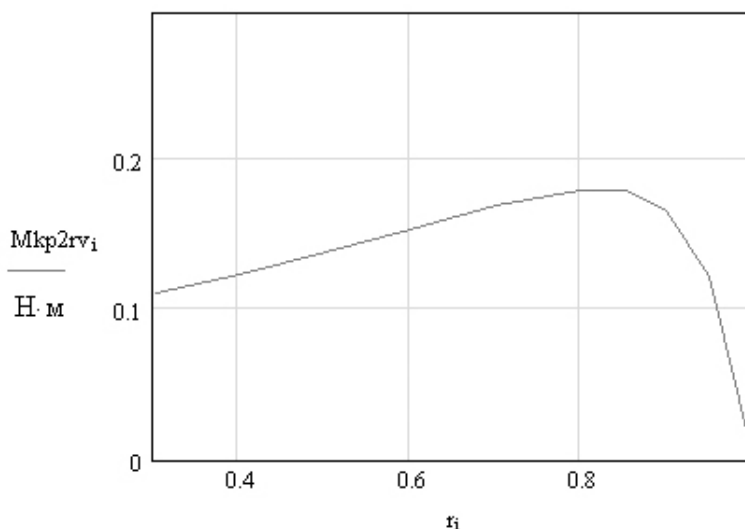


Рисунок 4 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, від величини коефіцієнта співвідношення між внутрішнім та зовнішнім радіусом лопаті протектора

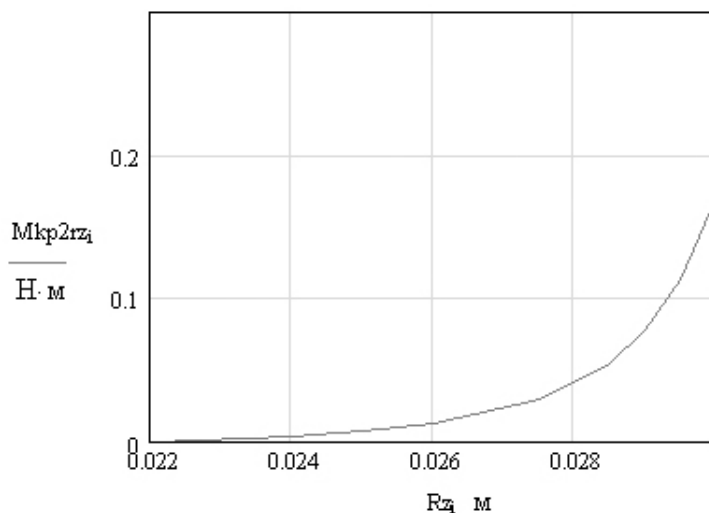


Рисунок 5 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, від величини зовнішнього радіуса лопаті протектора

порювання каналу парафіністими сполуками і зменшуємо гідравлічний опір протектора.

3) Величина внутрішнього радіуса лопаті протектора.

Для визначення впливу величини внутрішнього радіуса лопаті на величину крутного моменту, введемо в розрахунки коефіцієнт співвідношення між внутрішнім і зовнішнім радіусом протектора r :

$$r = \frac{R_B}{R_3} \quad (5)$$

На рисунку 4 зображено графік залежності крутного моменту від коефіцієнта r .

Залежність між величиною крутного моменту, створюваного лопатями протектора, і величиною коефіцієнта r нелінійна і має максимум при $r = 0,8$, за координатами якого можна визначити раціональне значення внутрішнього радіуса лопаті протектора (приймавши значення зовнішнього радіуса лопаті

$R_3 = 30$ мм, раціональне значення внутрішнього становитиме $R_B = 24$ мм). Однак з огляду на ризик закупорювання каналу між лопатями протектора парафіністими сполуками, величину внутрішнього радіуса лопаті слід прийняти меншою за раціональне значення в межах, коли виникатиме незначне (до 5%) зниження величини створюваного крутного моменту. При цьому існуватиме менший ризик закупорювання каналу між лопатями. Тож для подальших розрахунків приймемо $R_B = 22$ мм.

4) Зовнішній радіус лопаті протектора

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і величиною зовнішнього радіуса лопаті наведена на рисунку 5.

При збільшенні величини зовнішнього радіуса лопаті протектора величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає. Величину зовнішнього радіуса лопаті протектора слід знаходити із умови забезпе-

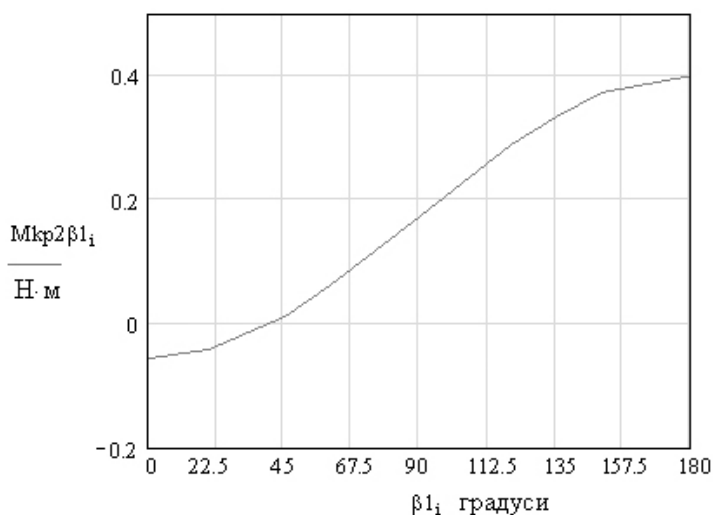


Рисунок 6 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута нахилу лопаті на вході в протектор

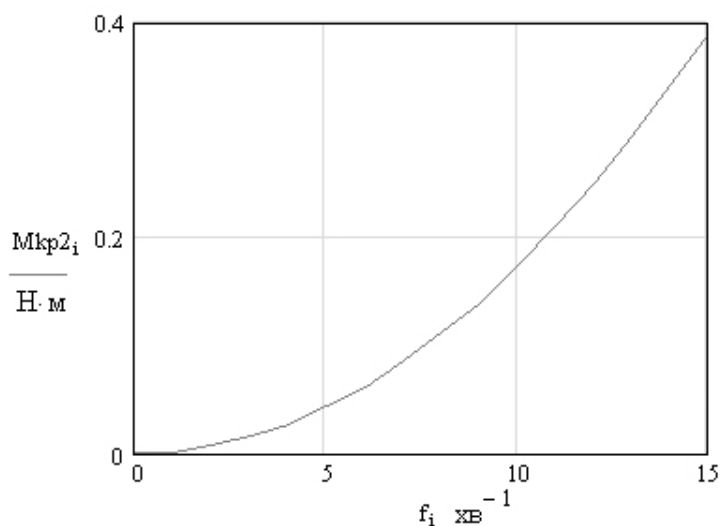


Рисунок 7 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні частоти коливань верстата-гойдалки

чення мінімального розміру радіального проміжку між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора.

5) Кут нахилу лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор.

При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від 0° до 180° крутний момент постійно зростає. Однак раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор слід вибрати із умови безударного входження рідини в канал між лопатями протектора [2] (напрямок потоку на вході дотичний до середньої лінії профілю), в даному випадку кут приймемо рівним $\beta_1 = 90^\circ$.

6) Частота коливань балансира.

Зі збільшенням частоти коливань балансира величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає за параболічною залежністю. Для досягнення високих значень крутного моменту доцільним є застосування описаної конструкції на високих частотах коливань балансира.

7) Кут нахилу лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора.

При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора від 0° до 90° , крутний момент постійно спадає. З огляду на значний вплив величини вказаного кута на величину гідравлічного опору, створюваного протектором, провести окремий розрахунок з метою визначення раціонального значення кута β_2 .

Для визначення оптимальної форми лопаті протектора, приймемо до уваги два положення:

- величина крутного моменту на протекторі залежить від величини кута між напрямком лопаті і горизонтальною площиною на виході з протектора;

- конфігурація каналу між лопатями протектора впливає на величину гідравлічного опору протектора.

Розрахунок проведемо, виходячи із позиції збереження запасу наявної потужності в системі “колона насосних штанг із протекторами – рідина в колоні НКТ”.

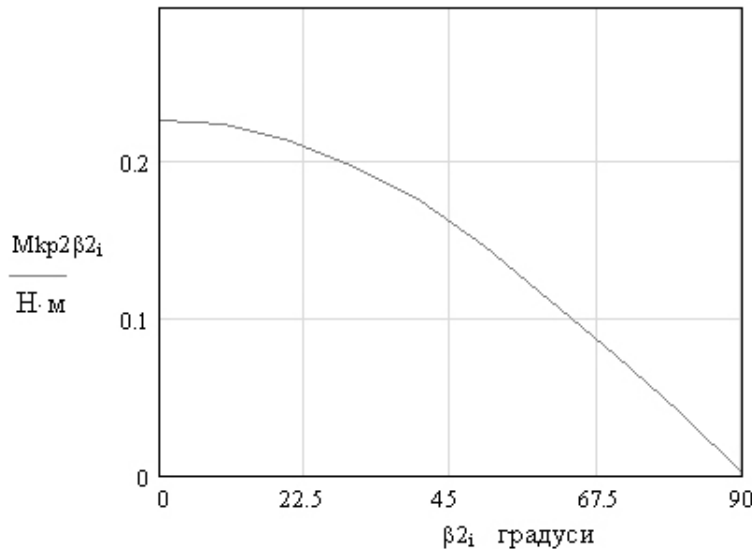


Рисунок 8 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута нахилу лопаті на виході з протектора

Під час руху колони насосних штанг вниз джерелом потужності виступає вага колони насосних штанг, що рухається в рідині вниз під дією сили тяжіння. Запас потужності можна знайти за формулою:

$$N_0 = G_{НШ} \cdot v_{НШ}, \quad (6)$$

де: $G_{НШ}$ – вага колони насосних штанг;

$v_{НШ}$ – швидкість руху колони насосних штанг.

Дана потужність буде споживатись на гідравлічне тертя в кільцевому просторі навколо протекторів та у каналах між лопатями протекторів, на подолання вертикальної складової сил опору в каналах протекторів, а на подолання сил опору по довжині колони штанг в просторі навколо насосних штанг, а також на провертання колони насосних штанг і на гальмування двигуном верстата-гойдалки:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6, \quad (7)$$

де: N_1 – потужність, що затрачається на подолання втрат напору по довжині насосних штанг в просторі навколо насосних штанг;

N_2 – потужність, що затрачається на втрати тиску під час проходження рідини крізь канали протектора;

N_3 – потужність, що витрачається на втрати тиску в просторі із сегментів кільцевого простору навколо лопатей протектора;

N_4 – потужність вертикальної складової сил опору в каналах протекторів, яка залежить від величини кута нахилу лопаті на виході з протектора;

N_5 – потужність, що затрачається на провертання колони насосних штанг;

N_6 – потужність гальмування двигуном верстата-гойдалки.

Для знаходження максимально можливого значення N_4 потужністю N_5 нехтуємо у зв'язку з її малою величиною порівняно із

іншими величинами у формулі (7). Величину N_6 приймаємо рівну 0 з огляду на припущення про те, що весь запас потужності насосних штанг витрачається на подолання втрат.

1) Втрата напору на тертя по довжині в кільцевому просторі навколо насосних штанг. Величину втрат напору на тертя по довжині в кільцевому просторі навколо насосних штанг визначимо за формулою Дарсі [3]:

$$h_{ТЕР} = \lambda \cdot \frac{l}{D_{ГДР}} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (8)$$

де: λ – коефіцієнт гідравлічного опору;

l – довжина кільцевої ділянки;

$D_{ГДР}$ – гідравлічний діаметр перерізу;

v_1 – швидкість течії в кільцевому просторі.

Для визначення коефіцієнта гідравлічного опору визначимо число Рейнольдса [3]:

$$Re = 4R_{ГДР} \frac{v_1}{\nu}, \quad (9)$$

де: v_1 – середня швидкість течії рідини;

$R_{ГДР}$ – гідравлічний радіус перерізу;

ν – кінематична в'язкість.

Величина гідравлічного радіуса визначається:

$$R_{ГДР} = \frac{D - d}{4}, \quad (10)$$

де: D – внутрішній діаметр НКТ;

d – діаметр тіла насосної штанги.

Після одержання значення $Re < 2320$, коефіцієнт гідравлічного опору визначатиметься за формулою Стокса [3]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (11)$$

Для значення $Re > 2320$, коефіцієнт визначаємо:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (12)$$

Значення гідравлічного діаметра для кільцевого перерізу обчислюється за формулою:

$$D_{\text{ГДР}} = D - d. \quad (13)$$

Таким чином, величину втрат напору в кільцевому просторі обчислимо за формулою:

$$h_{\text{ТЕР}} = \lambda \cdot \frac{l}{D-d} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (14)$$

де величина коефіцієнта гідравлічного опору λ визначається за формулою (11) або (12) залежно від режиму течії рідини.

Для обчислень використовуватимемо значення швидкості течії рідини, що відповідає максимальній лінійній швидкості опускання колони насосних штанг, тому що в цьому випадку втрати напору будуть максимальними.

Потужність, що затрачається на подолання втрат напору можна визначити за формулою:

$$N_1 = \rho \cdot g \cdot h_{\text{ТЕР}} \cdot Q_K. \quad (15)$$

В формулі (14) значення швидкості течії рідини рівне швидкості руху колони насосних штанг, тому:

$$N_1 = 0,5 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \frac{l}{D-d} \cdot v_{\text{НШ}}^3 \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2). \quad (16)$$

2) Втрати тиску в каналах між лопатями протектора. Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора визначимо як для місцевого гідравлічного опору [4].

Коефіцієнт гідравлічного опору розраховано як для випадку раптового звуження потоку з послідовно приєднаним раповим розширенням потоку (вхід в канал між лопатями і вихід з каналу) [4]. В даному випадку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_H} \right) + \left(1 - \frac{S_1}{S_H} \right)^2, \quad (17)$$

де: S_H – площа перерізу кільцевого простору під протектором;

S_1 – площа перерізу каналів між лопатями протектора.

Значення вказаних вище площ можна визначити:

$$S_H = \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2); \quad (18)$$

$$S_1 = \pi \cdot n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}. \quad (19)$$

Тоді за формулою (17):

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right)^2. \quad (20)$$

Далі визначимо величину втрат тиску на протекторі:

$$\Delta p_K = \xi \frac{\rho \cdot w_1^2}{2}, \quad (21)$$

де w_1 – швидкість руху рідини в просторі між лопатями на вході в протектор.

Швидкість w_1 визначимо за формулою:

$$w_1 = v_{\text{НШ}} \cdot \frac{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (22)$$

Тоді за формулою (21):

$$\Delta p_K = \frac{1}{2} \cdot \left(0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right)^2 \right) \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^2 \cdot \rho. \quad (23)$$

Потужність, що затрачається на втрати тиску під час проходження рідини крізь канали протектора, враховуючи кількість протекторів k :

$$N_2 = \Delta p_K \cdot Q_{\text{КА}} \cdot k, \quad (24)$$

де: k – кількість протекторів по довжині колони насосних штанг,

$Q_{\text{КА}}$ – витрата рідини через переріз, утворений гранями стінок каналу між лопатями, стінками НКТ і внутрішнім циліндром протектора.

$$Q_{\text{КА}} = v_{\text{НШ}} \cdot \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (25)$$

Тоді формула розрахунку потужності втрат тиску (23) набуде вигляду:

$$N_2 = 0,25k \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) \times \left(\frac{(R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^3 \times v_{\text{НШ}}^3 \cdot \pi \cdot n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}. \quad (26)$$

3) Втрати тиску в кільцевому просторі навколо протектора. Потужність, що витрачається на втрати тиску в просторі із сегментів кільцевого простору навколо лопатей протектора можна визначити:

$$N_3 = F_T \cdot v, \quad (27)$$

де F_T – сила тертя рідини до поверхні протектора.

Величину сили тертя визначимо за гідродинамічною теорією змащення [3]:

$$F_T = \mu \cdot \frac{S_{\text{Л}} \cdot v}{\delta}, \quad (28)$$

де: $S_{\text{Л}}$ – повна поверхня дотику зовнішньої поверхні лопатей протектора з рідиною;

v – швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо лопатей протектора;

μ – коефіцієнт в'язкості рідини;

δ – різниця радіусів НКТ і зовнішнього циліндра протектора.

Площа $S_{\text{Л}}$ може бути обчислена за формулою:

$$S_{\text{Л}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\text{П}} \cdot \frac{\varphi}{360}. \quad (29)$$

Обчислимо величину миттєвої подачі рідини, яка проходить сегментами кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ.

$$Q_{\text{П}} = v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot \pi (R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{Б}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (30)$$

Величину швидкості течії в просторі сегментів кільцевого простору визначимо як відношення подачі $Q_{\text{П}}$ до площі сегментів кільцевого простору.

$$v = \frac{Q_{\text{П}}}{n \cdot \pi (R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}} = \frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{Б}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (31)$$

Значення потужності за формулою (27) із врахуванням кількості протекторів k :

$$N_3 = \frac{\mu}{R_{\text{НКТ}} - R_3} \cdot 2 \cdot k \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\text{П}} \cdot \frac{\varphi}{360} \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{Б}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^2. \quad (32)$$

4) Втрати тиску від дії вертикальної складової сил опору в каналах протектора. Потужність вертикальної складової сил опору в каналах протекторів можна обчислити за формулою:

$$N_4 = F_{Ry} \cdot w, \quad (33)$$

де w – швидкість руху рідини в каналі між лопатями протектора.

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора обчислимо, спроектувавши сили, що діють на рідину між лопатями на вертикальну вісь (рис. 9). В розрахунковій моделі нами прийняті припущення, що площа поперечного перерізу каналу між лопатями не змінюється при переміщенні вздовж осі каналу і немає гідралічного тертя до стінок каналу. Сила тиску в верхньому перерізі протектора рівна силі нижнього тиску, збільшеній на величину ваги рідини в просторі між лопатями, тому можна записати:

$$F_{Ry} = -Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1 \cdot \sin \beta_1). \quad (34)$$

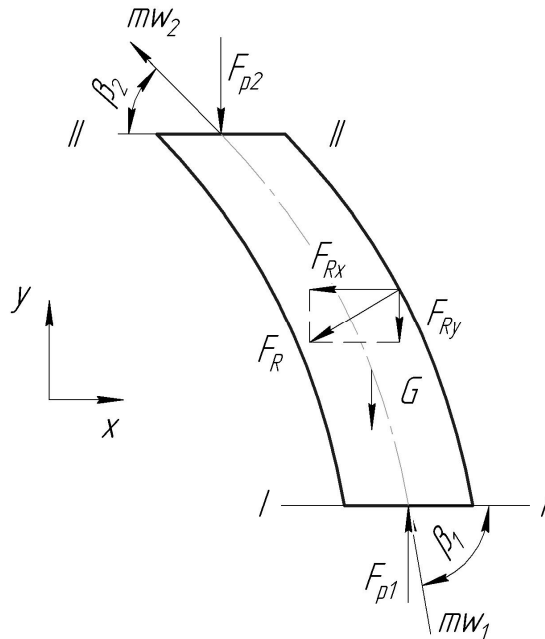


Рисунок 9 – Розрахункова схема каналу між лопатями протектора

Від'ємний знак вказує на спрямованість вектора \bar{F}_{Ry} в бік, протилежний напрямку осі Oy. Можна записати:

$$F_{Ry} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2). \quad (35)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора

$$w = w_1 = w_2. \quad (36)$$

Значення швидкості w_1 обчислюємо за формулою (22).

Значення потужності, що затрачається на подолання сили реакції стінок лопатей протектора, із врахуванням кількості протекторів:

$$N_4 = \rho \cdot \pi \cdot n \cdot (R_3^2 - R_{\text{Б}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360} \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2) \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{n \cdot (R_3 - R_{\text{Б}}) \cdot \frac{\gamma}{360} + R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2} \right)^2. \quad (37)$$

Раціональне значення кута β_2 визначимо, підставивши отримані значення потужностей у формулу (5) та прирівнявши праві частини (4) і (5).

Розрахунки із використанням даних типової свердловини (внутрішній радіус НКТ – 62 мм, частота коливань верстата-гойдалки – 10 хв^{-1} , довжина ходу плунжера – 3 м, радіус тіла насосної штанги – 19 мм, густина пластової рідини – 900 кг/м^3) і визначених вище раціональних геометричних параметрах протектора, дають підстави стверджувати, що для типової конфігурації свердловини і компоновки колони насосних штанг, раціональне значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 35° . Через наявність на стінках НКТ парафінових відкладень, вплив яких на опір руху протектора спрогнозувати важко, величину кута β_2 приймемо із запасом. Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів [2] за раціональне значення приймемо кут $\beta_2 = 40^\circ$.

Отже, в статті подано розрахунок для визначення раціональних параметрів протектора. Визначено параметри, які впливають на величину крутного моменту, створюваного протектором: кількість лопатей протектора, величина кута між гранями міжлопатевого каналу в горизонтальній площині, внутрішній радіус лопаті протектора, зовнішній радіус лопаті протектора, нахил грані лопаті до горизонтальної площини на вході і виході з протектора, частота коливань балансира.

В ході аналізу впливу описаних параметрів на величину крутного моменту, створюваного протектором, отримано ряд графічних залежностей середньої за половину циклу роботи верстата-гойдалки величини крутного моменту від кожного з перелічених параметрів. За отриманими графіками зроблено висновки про те, що:

– розрахункове значення крутного моменту не залежить від кількості лопатей у разі збереження співвідношення між кутами лопаті та каналу між лопатями. Згідно теорії розрахунку осьових турбін та враховуючи технологічність виготовлення протектора, кількість лопатей прийнято рівним 6;

– залежність між величиною крутного моменту і співвідношення між кутами каналу і лопаті в перерізі нелінійна і має максимум, координати якого вказують на раціональне значення коефіцієнта співвідношення між кутами. Для зниження гідравлічного опору протектора і запобігання закупорюванню каналів між лопатями парафіновими пробками ми відступили від обчисленого раціонального значення коефіцієнта і прийняли його рівним 0,5;

– графік зміни величини крутного моменту зі змінною коефіцієнта співвідношення між внутрішнім і зовнішнім радіусами лопаті має нелінійний характер з чітким максимумом. За координатами максимуму визначено раціональне значення вказаного співвідношення, з якого обчислено величину внутрішнього радіуса – 24 мм. Для зниження гідравлічного опору про-

тектора приймаємо величину радіуса меншою – 22 мм, при цьому крутний момент знизиться на 4%;

– збільшення величини зовнішнього радіуса лопаті протектора веде до збільшення величини крутного моменту. Величину зовнішнього радіуса лопаті прийнято із умови забезпечення мінімального розміру радіального проміжку між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора – 30 мм;

– при зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від 0° до 180° , крутний момент постійно зростає. Раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор вибираємо із умови безударного входу рідини в канал між лопатями 90° ;

– в результаті аналізу графіка залежності крутного моменту від частоти коливань балансира зроблено висновок, що доцільним є застосування описаної конструкції на високих частотах коливань балансира;

– в ході аналітичних розрахунків визначено раціональне значення кута нахилу лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора для даних типової свердловини. Раціональне значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 35° . Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів за раціональне значення прийнято кут $\beta_2 = 40^\circ$.

Література

- 1 Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харків: В-во Харківського у-ту, 1970. – 396 с.
- 2 Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров / Б.Г. Любимов, Г.А. Любимов. – Л.: Гостоптехиздат, 1963. – 180 с.
- 3 Гідравліка. Навчальний посібник / [М.П. Андрієшин, Л.В. Возняк, Р.Ф. Гімер, К.Г. Донець, М.І. Мердух]. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 253 с.
- 4 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.10
Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.