

згадані недоліки, відрізняються невисокою надійністю. Отже, оптимізацію свердловинних ежекційних систем необхідно здійснювати за такими взаємно доповнюючими напрямками:

– розробка методів дистанційного контролю та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів, що дають змогу виявити порушення в роботі ежекційних систем та прийняти оперативні рішення щодо їх усунення;

– розробка пристроїв, що дають змогу здійснювати автоматичний перехід від прямої промивки вибою до комбінованої залежно від гідродинамічних умов.

Література

1 Дерусов В.П. Обратная промывка при бурении геологоразведочных скважин. – М.: Недра, 1984. – 184 с.

2 Мавлютов М.Р., Скворцов Ю.П., Логунов В.П. и др. Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием // Нефтяное хозяйство. – 1998. – №5. – С. 39-40.

3 Зейналов Р.М. Экспериментальное исследование струйных гидросмесителей для приготовления тампонажных растворов // Изд. Вузов «Нефть и газ». – 1991. – №3. – С. 27-31.

4 Териков В.А., Дроздов А.Н. Промысловые исследования скважин Самотлорского месторождения, оборудованных установками пакерных гидроструйных насосов и перспективы развития гидроструйного способа эксплуатации // Нефтепромысловое дело. – 2003. – №4. – С. 20-24.

5 Хомянец З.Д. Геолого-техническое обеспечение технологических операций при испытании, ремонте и освоении нефтяных скважин // Нефтяное хозяйство. – 2001. – №11. – С. 46-55.

УДК 62.592.113

ВИРІВНЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ В РІЗНИХ ТИПАХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, Н.М. Стебелецька

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353

e-mail: public@nuing.edu.ua

Рассматривается выравнивание динамической нагруженности в серийных и в многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

The even dynamic loading in serials and multipairs frictional units of a band-block brake of chisel hoists are shown.

Вступ. З теоретичних та експериментальних досліджень стрічково-колодкових гальм відомо, що питомі навантаження та лінійне зношування їх пар тертя збільшується від збігаючої до набігаючої гілки гальмівної стрічки [1]. При цьому на збігаючій гілці стрічки фрикційні накладки зношуються на меншу величину, ніж на набігаючій. Оскільки при заміні накладок необхідно орієнтуватися на найбільш зношені, то їх доводиться замінювати, не беручи до уваги реальний запас товщини накладок на збігаючій гілці стрічки. При цьому вибраковується значна кількість фрикційного матеріалу (50% та більше).

Вирівнювання питомих навантажень у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок не тільки сприяє підвищенню ресурсу найслабшої його ланки – фрикційних накладок, – але й призводить до покращання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма.

Б.А.Злобіним розроблена конструкція гальмівної стрічки зі змінним кроком встановлення по її дузі охоплення фрикційних накладок [2].

Розміщення накладок з кроком, який збільшується за заданим законом в напрямку збігаючого кінця стрічки, вирівнює питомі навантаження на робочих поверхнях фрикційних накладок. Порівняльні експлуатаційні випробування стрічково-колодкових гальм бурових лебідок нафтопромислового управління “Чапаєвськафта” свідчать, що за однакової ваги накладок, термін їх використання у фрикційних вузлах гальма збільшився на 60 %, а заміна накладок на стрічці відбувалася в 2,7 разів рідше, ніж накладок, встановлених на стрічці зі сталим кроком. Однак, у даній роботі не було обґрунтовано аналітичні закономірності компоновки фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки.

У роботі [3] аналітичним шляхом було обґрунтовано розміщення фрикційних накладок зі змінним кроком на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки гальма. Розглядалися серійні фрикційні накладки. Змінний крок між накладками на набігаючій гілці стрічки відповідав арифметичній прогресії, а на збігаючій гілці – геометричній. Розрахунки показали, що

при встановленні на дузі охоплення гальмівною стрічкою 270° дванадцяти, двадцяти та двадцяти шести серійних накладок з однаковою вагою на набігаючій гілці буде розташовано відповідно вісім, дванадцять та п'ятнадцять накладок. Виходячи з цього, вага набігаючої гілки стрічки буде більшою порівняно зі збігаючою гілкою відповідно у $\frac{8}{4} = 2$; $\frac{12}{8} = 1,5$; $\frac{15}{11} = 1,36$ рази.

Таке розміщення фрикційних накладок на гілках гальмівної стрічки викличе нерівномірний зазор між робочими поверхнями накладок та робочою поверхнею шківів, як наслідок, зміну зон їх взаємодії, що може призвести до поштовхів. Крім того, поряд з основними підресорними відтяжками на дузі охоплення гальмівною стрічкою шківів необхідно встановлювати додаткові.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма свідчить, що:

- класичний розподіл стрічки на набігаючу і збігаючу гілки є недостатньо обґрунтованим з точки зору навантаженості їх фрикційних накладок, оскільки на гілках знаходиться однакова кількість накладок;

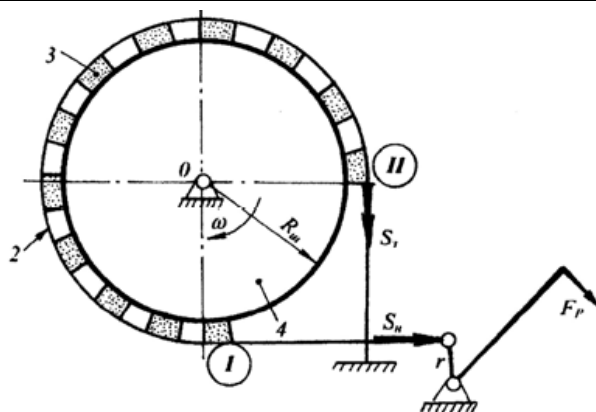
- аналіз розподілу питомих навантажень по гілках гальмівної стрічки при її взаємодії зі шківом вказує на те, що зони вирівнювання повинні бути як на набігаючій, так і збігаючій гілках стрічки, а також обов'язково в середній частині стрічки: тобто зон вирівнювання питомих навантажень повинно бути як мінімум три;

- основним чинником, який суттєво впливає на зони вирівнювання питомих навантажень при взаємодії гальмівної стрічки зі шківом, є площа робочих поверхонь фрикційних накладок тієї чи іншої зони;

- вирівнювання питомих навантажень у фрикційних вузлах призведе до певної закономірності зміни коефіцієнтів тертя на дузі охоплення гальмівною стрічкою шківів.

Особливості процесів гальмування у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма. Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють наступним чином. Переміщенням важеля 1 здійснюється поворот колінчастого вала (на рис. 1 не показаний), в результаті якого бурильник затягує гальмівні стрічки 2 з фрикційними накладками 3 і вони "сідають" на гальмівні шківів 4. Процес гальмування в серійному стрічково-колодковому гальмі характеризується наступними стадіями: початковою, проміжною і кінцевою. Зупинимось на кожній з них окремо.

На початковій стадії гальмування фрикційні накладки, розміщені у середній частині гальмівної стрічки, взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківів. Фронт взаємодії поширюється в бік фрикційних накладок набігаючої гілки гальмівної стрічки.



1 – важіль керування гальмом; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційні накладки; 4 – гальмівний шків; I, II – набігаюча та збігаюча гілки гальмівної стрічки; S_1 , S_2 – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки; r – радіус кривошипа; F_p – зусилля, прикладене до важеля керування гальмом; $R_{ш}$ – радіус робочої поверхні шківів; ω – кутова швидкість гальмівного шківів

Рисунок 1 – Кінематична схема стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Проміжна стадія гальмування характеризується тим, що майже нерухомі накладки гальмівної стрічки взаємодіють з робочою поверхнею шківів, який обертається. Повний цикл гальмування завершується зупинкою гальмівних шківів з барабаном бурової лебідки.

Кінцева стадія гальмування характеризується тим, що майже нерухомі накладки гальмівної стрічки взаємодіють з робочою поверхнею шківів, який обертається. Повний цикл гальмування завершується зупинкою гальмівних шківів з барабаном бурової лебідки.

Багатопарні фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм мають ту конструктивну особливість, що двоповерхові фрикційні елементи з допомогою спеціальних реборд посажені на гальмівний шків. Це дає можливість звільнити гальмівну стрічку від фрикційних накладок. Умовою працездатного стану багатопарних фрикційних вузлів гальма є наступне: $A_1 > A_2$; $p_1 < p_2$ і $f_1 > f_2$, де індекси "1" і "2" відносяться до внутрішніх та зовнішніх пар тертя фрикційного вузла; A – площа взаємодії накладки та питомі навантаження (p) і коефіцієнти тертя (f) у внутрішніх та зовнішніх парах тертя.

Процес гальмування у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відбувається на двох стадіях: початковою та кінцевою. На початковій стадії гальмування відбувається затягування гальмівною стрічкою фрикційних елементів. При цьому має місце взаємодія внутрішніх поверхонь набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки з опуклими зовнішніми поверхнями фрикційних накладок гальмівного шківів, що обертається. У зв'язку з тим, що зусилля натягу збігаючої гальмівної стрічки значно менше, ніж набігаючої гілки, то фрикційні елементи будуть прагнути потрапити під збігаючу гілку. При подальшому збільшенні зусилля затягування гальмівною стрічкою взаємодія між зовнішніми парами тертя припиняється і внутрішня поверх-

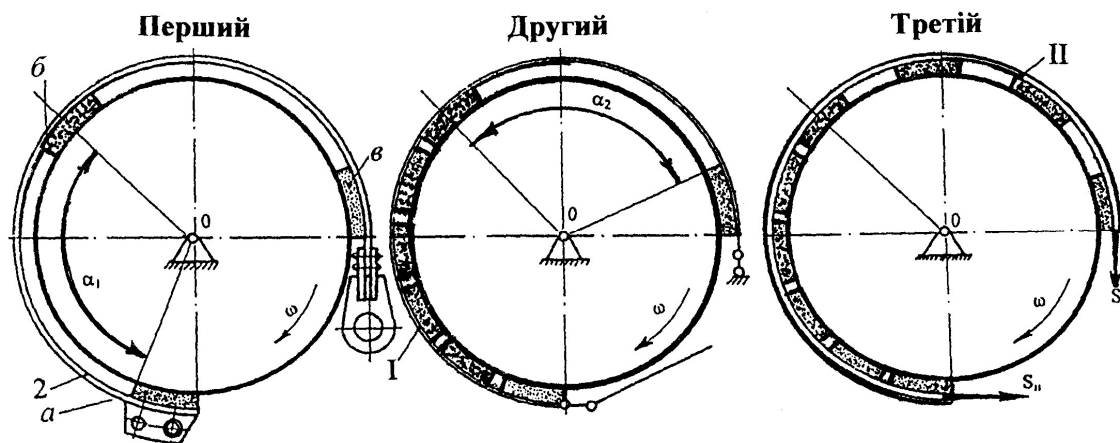


Рисунок 2 – Перший (I), другий (II) та третій (III) етапи розміщення фрикційних накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

ня стрічки ніби прилипає по дузі охоплення до зовнішніх поверхонь фрикційних накладок.

Кінцева стадія гальмування відбувається тоді, коли охопивши частину фрикційних елементів гальмівна стрічка затискає їх і дає змогу працювати внутрішнім парам тертя, що призводить до зупинки гальмівного шківів.

Таким чином, виходячи з вищенаведеного вирівнювання питомих навантажень у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм можна досягти наступним чином:

- у серійному гальмі – розміщенням з постійним кроком різної кількості фрикційних накладок з неоднаковою вагою на набігаючій та збігаючій гілках, з врахуванням раціонального кута охоплення;

- у гальмі з багатопарними фрикційними вузлами необхідно знайти такі частки кутів від загального кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, які розташовані по периметру гальмівного шківів, у межах яких діють рівні частки загального нормального зусилля. При цьому необхідно враховувати той факт, що дві поверхні, кожна з яких навантажена нормальним зусиллям N , мають за однакових умов завжди більшу фізичну площу взаємодії, ніж одна ціла поверхня, яка рівна їхній сумі та навантажена силою $2N$. При цьому зовнішні та внутрішні пари тертя гальма знаходяться під дією незалежних, неоднакових нормальних навантажень, маючи при цьому різні фізичні площі їхньої взаємодії.

Статичне вирівнювання питомих навантажень на робочих поверхнях серійних фрикційних вузлів гальма. Одним із засобів покращання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення кількості фрикційних накладок на набігаючій гілці стрічки і зменшення їх кількості на збігаючій гілці. Для накладок однакових геометричних параметрів, розміщених на дузі охоплення гальмівної стрічки, цього можна досягти за рахунок не тільки змінного [3], але й сталого кроку між накладками.

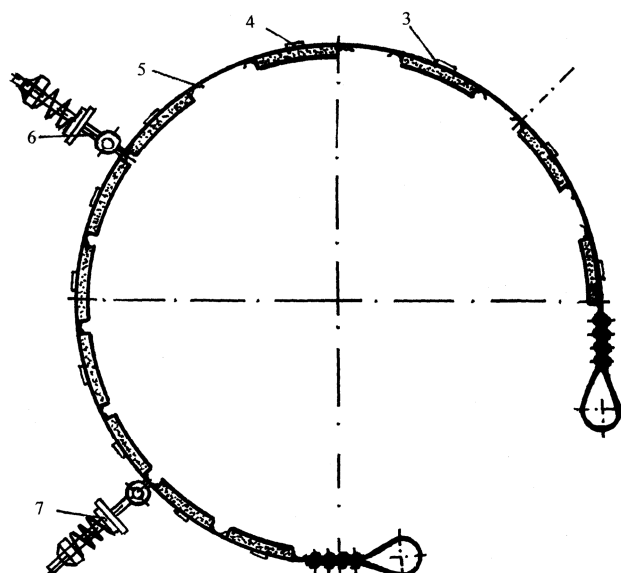
Загальна кількість фрикційних накладок на гальмівній стрічці залежить від їхніх геометричних параметрів, а також від того, який кут охоплення гальмівною стрічкою робочої поверхні гальмівного шківів реалізується у даному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

При визначенні раціональної кількості фрикційних накладок на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, які встановлюватимуться на ній зі сталим кроком, обчислюють коефіцієнт взаємного перекриття контактуючих поверхонь (k_{B3}) окремо для кожної з гілок стрічки. Оскільки коефіцієнт взаємного перекриття є пропорційним до добутку контактних площ поверхонь тертя, то відношення k_{B3H} до k_{B33} дорівнює відношенню питомих навантажень, що виникають на набігаючій (p_H) і збігаючій (p_3) гілках гальмівної стрічки. Отже, за величиною співвідношення p_H/p_3 можна визначити на скільки фрикційних накладок повинно бути більше на набігаючій гілці порівняно зі збігаючою гілкою гальмівної стрічки.

Реалізація даного методу здійснюється в три етапи.

Перший етап полягає у такому розміщенні фрикційних накладок на робочій довжині гальмівної стрічки, яка дає змогу однозначно окреслити межу її набігаючої і збігаючої гілок. Згідно рис. 2 на кінцях гальмівної стрічки 2 встановлюємо фрикційні накладки (а) і (б), а також одну накладку (в) в її середній частині, половини якої прикріплюються до кінця набігаючої (I) і початку збігаючої (II) гілок стрічки 2. Встановлення фрикційної накладки (в) у середній частині стрічки 2 пов'язана з тим, що при замиканні гальма робоча поверхня саме цієї накладки першою почне взаємодіяти із робочою поверхнею гальмівного шківів 4.

Другий етап полягає у визначенні величини сталого кроку між торцями фрикційних накладок (а) і (б) на набігаючій гілці (I) гальмівної стрічки 2. З початку згідно рис. 2 визначають центральний кут α_1^0 між торцями накладок (а) і (в). Для цього використовують залежність



3 – поздовжні прорізи у стрічці; 4 – кріпильні вушка у накладках; 5 – упорна планка стрічки; 6, 7 – основні та додаткові підресорні відтяжки

Рисунок 3 – Приклад розміщення фрикційних накладок зі сталим кроком на дузі охоплення набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки

вигляду $\alpha_1^0 = \frac{360l}{\pi D}$ (1), де l – довжина по дузі гальмівної стрічки 2 між торцями накладок (а) і (в); D – діаметр гальмівної стрічки ($D = D_{ш} + 2h_n$); h_n – товщина фрикційної накладки 3. Надалі використовують значення добутку ширини фрикційної накладки 3 на кількість накладок (n), які будуть розміщені на куті α_1 . Після цього від загальної довжини l набігаючої гілки (I) стрічки 2 віднімають довжину, яку займає намічена кількість накладок (n). Для розподілу довжини, яка залишилась для сталих проміжків між фрикційними накладками (а) використовують залежність вигляду $\frac{l - b_n(n + 0,5)}{n - 1}$ (2), де b_n – ширина фрикційної накладки (а). На цьому другий етап закінчується.

Третій етап полягає у визначенні величини сталого кроку між торцями фрикційних накладок (в) і (б) на збігаючій гілці (II) гальмівної стрічки (рис. 2).

Третій етап нічим суттєвим не відрізняється від другого етапу. Використавши залежність (1), в якій $\alpha_1 = \alpha_2$, а також вираз (2), в який необхідно підставити замість n позначення t (кількість накладок на збігаючій гілці (II) гальмівної стрічки 2). На цьому третій етап закінчується.

Як приклад розглянемо гальмівну стрічку з кутом охоплення 270° , на якій необхідно встановити зі сталим кроком 12, 20, 26 серійних фрикційних накладок ($b \times a \times h = 120 \times 230 \times 30$ мм) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5.

З використанням запропонованого методу було встановлено закономірності зміни зазору між накладками набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки. Проведений аналіз отрима-

них результатів обчислень дав змогу встановити наступне. При монтуванні на гальмівній стрічці 12-ти фрикційних накладок на набігаючій гілці було встановлено вісім накладок зі сталим кроком між ними 125,56 мм, а на збігаючій – чотири накладки зі сталим кроком між ними 309,73 мм. Це призвело до значного зменшення питомих навантажень на набігаючій гілці стрічки. При 20-ти накладках вказане вище відношення склало 1,5, а при 26-ти накладках – усього 1,363.

Крок між накладками (у знаменнику, див. табл. 1) наведено для випадку, коли кінець набігаючої гілки та початок збігаючої гілки стрічки закриті двома накладками. При цьому останні встановлені між собою без проміжку.

При встановленні сталого кроку для 26-ти накладок була змінена їхня ширина, яка становила 100 мм, а решта геометричних параметрів відповідала параметрам серійної накладки.

На рис. 3 проілюстровано приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівною стрічкою і її основні і додаткова підресорні відтяжки. У гальмівній стрічці 2 виконані поздовжні прорізи 3, в які встановлені кріпильні вушки 4, за допомогою яких кожна накладка розміщена на стрічці 2. При цьому кожна накладка на набігаючій (I) і збігаючій гілках (II) гальмівної стрічки 2 обмежена з обох її торців упорною планкою 5.

У зв'язку з тим, що вагове навантаження на набігаючу гілку (I) гальмівної стрічки 2 збільшилося на величину відношення n/m для її швидкого відведення від гальмівного шківця 4, а також забезпечення підтримання сталого проміжку між парами тертя гальма поряд з основними підресорними відтяжками 6 використовують додаткову 7.

Таблиця 1 – Закономірності зміни величини завору при встановленні фрикційних накладок на гальмівну стрічку

Номери фрикційних накладок гальмівної стрічки																								
1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22	22-23	23-24	24-25	25-26
Загальна кількість накладок на стрічці $k = 12$																								
Набігаюча гілка ($n = 8$)													Збігаюча гілка ($m = 4$)											
Крок між накладками в мм													Крок між накладками в мм											
125,56 116,99													309,73 432,98											
Загальна кількість накладок на стрічці $k = 20$																								
Набігаюча гілка ($n = 12$)													Збігаюча гілка ($m = 8$)											
Крок між накладками, в мм													Крок між накладками, в мм											
36,27 30,81													94,87 116,99											
Загальна кількість накладок на стрічці $k = 26$																								
Набігаюча гілка ($n = 15$)													Збігаюча гілка ($m = 11$)											
Крок між накладками, в мм													Крок між накладками, в мм											
2,78 18,49													36,27 65,89											

З наведених прикладів випливає, що зі збільшенням кількості накладок на набігаючій гілці гальмівної стрічки, тобто зменшенням сталого кроку між ними, спостерігається різке зменшення величини відношення питомих навантажень на накладках гілок стрічки, що свідчить про їх більш рівномірне розподілення на дузі її охоплення.

Таким чином, для цілеспрямованого перерозподілу питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки з врахуванням її експлуатаційної можливості необхідно правильно визначити розрахунковим шляхом кількість фрикційних накладок, які припадають на набігаючу і збігаючу гілки гальмівної стрічки, і встановити величини сталих проміжків між ними.

Динамічне вирівнювання питомих навантажень у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. В основу вирівнювання питомих навантажень у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок закладено такі принципи та припущення:

- гальмівна стрічка на дузі її охоплення гальмівного шківів розбита на три зони: дуги охоплення збігаючої (α_1), набігаючої (α_3) гілки та дуги охоплення (α_2) між ними (рис. 4) (верхні накладки 1 відносяться до серійних, а нижні елементи – до багатопарних фрикційних вузлів);

- зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки змінюються ступенево (рис. 5) і на стику α_1 з α_2 та α_2 з α_3 , $S_{H1} = S_{31}$;

- на кутах охоплення α_1, α_2 та α_3 спостерігаються змінні коефіцієнти тертя f_1, f_2 та f_3 при взаємодії робочих поверхонь фрикційних накладок з поверхнею гальмівного шківів;

- сумарна нормальна сила, яка діє на гальмівний шків буде різною на кутах охоплення ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) гальмівною стрічкою з накладками робочої поверхні шківів.

Зусилля на збігаючому кінці гальмівної стрічки визначається з виразу

$$S_{31} = \frac{M_{Г1}}{(e^{f_1\alpha_1} - 1)R_{Ш}}, \quad (3)$$

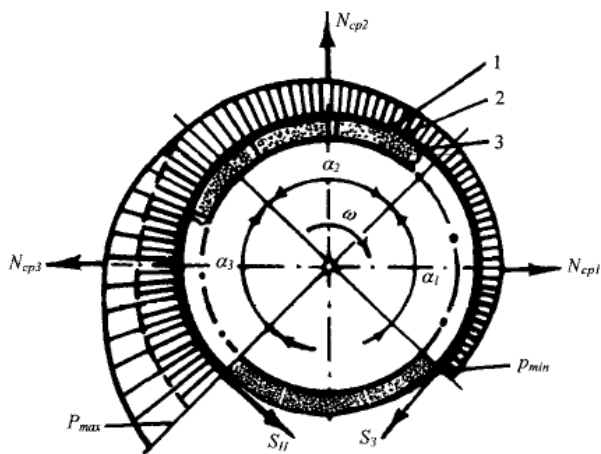
де: $M_{Г1}$ – гальмівний момент, який розвиває гальмівна стрічка на куті охоплення α_1 з накладками при взаємодії з гальмівним шківом; f_1 – середнє значення коефіцієнта тертя, який реалізується у заданому фрикційному вузлі.

Відомо, що $M_{Г1} = (S_{H1} - S_{31})R_{Ш}$ та після підстановки даного виразу у залежність (3) і після перетворень отримаємо

$$S_{31} = \frac{S_{H1} + S_{31}}{2e^{f_1\alpha_1}}. \quad (4)$$

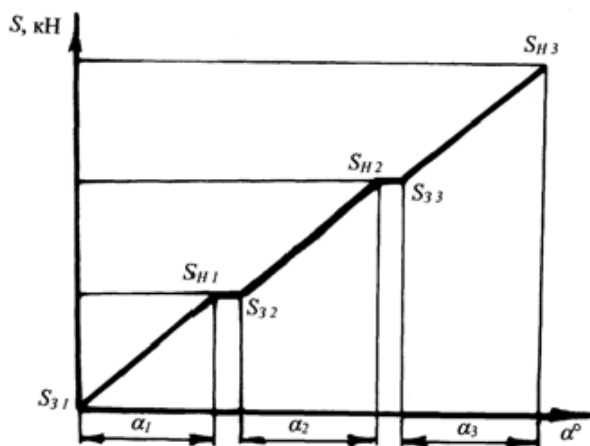
Сумарна нормальна сила, яка діє на гальмівний шків на куті охоплення α_1 буде дорівнювати

$$N_{cp1} = \int_0^{\alpha_1} S_{31} e^{f_1\alpha_1} d\alpha_1 = \frac{S_{31}}{f_1} (e^{f_1\alpha_1} - 1). \quad (5)$$



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка або фрикційний елемент; 3 – гальмівний шків

Рисунок 4 – Розрахункова схема визначення нормальних зусиль (N_i) та вирівнювання питомих навантажень (p_i) на сталих кутах охоплення ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3$) гальмівною стрічкою шківів при різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма



$S_{31}, S_{H1}; S_{32}, S_{H2}$ та S_{33}, S_{H3} – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та її середньої частини на кутах охоплення α_1, α_2 та α_3

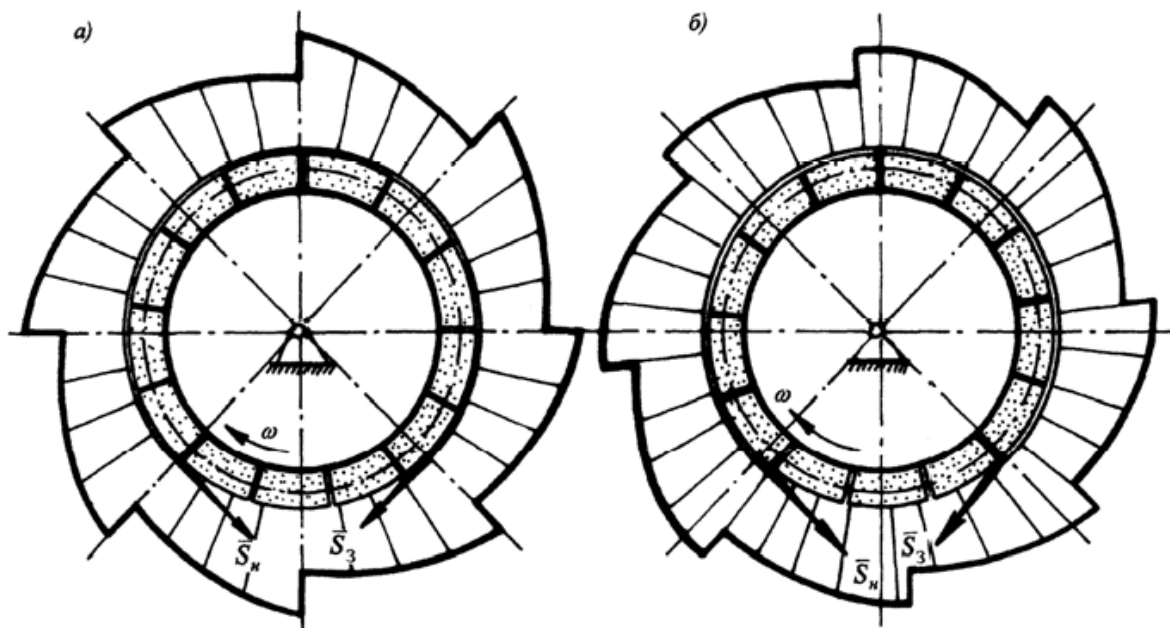
Рисунок 5 – Закономірності зміни натягів гальмівної стрічки на дузі її охоплення гальмівного шківів

За аналогією з виразом (5) сумарна нормальна сила, яка діє на гальмівний шків на куті охоплення α_2 буде становити

$$N_{cp2} = \int_0^{\alpha_1+\alpha_2} S_{32} e^{f_2\alpha} d\alpha = \frac{S_{32}}{f_2} e^{f_2(\alpha_1+\alpha_2)} - \frac{S_{31}}{f_1} e^{f_1\alpha_1}, \quad (6)$$

де $S_{32} = \frac{S_{H2} + S_{32}}{2e^{f_2\alpha_2}}$.

У свою чергу N_{cp3} буде дорівнювати



а – зміщення набігаючої гілки стрічки на кут $\pi/4$;
 б – почергова зміна положення гілок гальмівної стрічки на кут $3\pi/2$

Рисунок 6 — Закономірності зміни питомих навантажень у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма

$$N_{cp3} = \int_0^{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} S_{33} e^{f\alpha} d\alpha =$$

$$= \frac{S_{33}}{f_3} e^{f_3(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)} - \frac{S_{32}}{f_2} e^{f_2\alpha_2} - \frac{S_{31}}{f_1} e^{f_1\alpha_1}, \quad (7)$$

де $S_{33} = \frac{S_{H3} + S_{33}}{2e^{f_3\alpha_3}}$.

Таким чином, для визначення середніх нормальних зусиль, які діють на кутах охоплення гальмівною стрічкою шківів, необхідно знати натяги збігаючих їх кінців, а також коефіцієнти тертя, які реалізуються на згаданих кутах охоплення.

Згідно роботи [4] середнє нормальне зусилля, яке діє на внутрішню поверхню фрикційного елемента з боку гальмівного шківів визначається залежністю вигляду

$$N_{cp_i} = \frac{(S_{H_i} - S_{3_i}) \cos \alpha_i / 4}{f_i}. \quad (8)$$

Визначивши середні сумарні нормальні зусилля N_{cp1} , N_{cp2} , N_{cp3} за залежностями (5)-(7) і (8) відповідно для серійних та багатопарних фрикційних вузлів на кутах їхнього охоплення $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ та підібравши сумарну площу фрикційних накладок досягають квазірівноваження питомих навантажень у парах тертя гальма. По сумарній площі накладок, виходячи з раціонального кута охоплення однією накладкою шківів, визначають загальну кількість накладок на дугах охоплення α_1, α_2 та α_3 гальмівною стрічкою шківів. Після цього здійснюють компоновку усіх накладок на дузі охоплення гальмівною стрічкою.

Результатом теоретичних досліджень є такі висновки:

- на кутах охоплення α_1 та α_2 зміна площ робочих поверхонь фрикційних накладок в бік її збільшення сягає не більше 10-15 % по відношенню до серійних накладок;

- на куті охоплення α_1 , який відповідає найбільш навантаженій ділянці набігаючої гілки стрічки збільшення площ поверхонь фрикційних накладок може досягати до 40 % і тому кут α_1 необхідно збільшити як мінімум на 30° (див. рис. 4 на куті α_3 зміну питомих навантажень, зображену штриховою лінією з різною густиною).

Одночасно з раніше розглянутими серійними фрикційними вузлами стрічково-колодкових гальм експериментальним дослідженням підлягли їхні багатопарні фрикційні вузли. В останніх фрикційні накладки (двоповерхові) за допомогою спеціальних реборд з виступами встановлювалися на робочу поверхню гальмівного шківів. Процес гальмування в таких фрикційних вузлах відбувався у двох стадіях. На першій стадії відбувається взаємодія зовнішніх пар тертя (“внутрішня поверхня гальмівної стрічки-зовнішніх поверхонь фрикційних накладок”) гальма. На другій стадії спостерігається взаємодія внутрішніх пар тертя (“внутрішніх поверхонь фрикційних накладок-робочої поверхні гальмівного шківів”) гальма. Дотримання стадій гальмування можливе за умови, що динамічний коефіцієнт тертя ковзання у внутрішніх парах тертя є більшим, ніж у зовнішніх парах. Досягається дана умова за рахунок різних площ зовнішньої та внутрішньої поверхонь фрикційної накладки.

На рис. 6, а зображено закономірності зміни питомих навантажень у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма при зміщенні набігаючої гілки гальмівної стрічки на кут $\pi/4$, а на рис. 6, б – при почерговій зміні гілок гальмівної стрічки на кут $3\pi/2$. Форма епюр питомих навантажень у зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів вказує на те, що у зовнішніх парах відбувається часткове вирівнювання питомих навантажень, а у внутрішніх – майже повне. При цьому ні перше, ні друге зміщення не впливає суттєво на закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх та внутрішніх парах тертя гальма.

Висновки. Таким чином, на основі теоретичних та експериментальних досліджень окреслено шляхи вирівнювання питомих навантажень та проілюстровано закономірності їхньої зміни у серійних та багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

УДК 621.577

УТИЛІЗАЦІЯ ФАКЕЛЬНИХ ГАЗІВ ЯК СПОСІБ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ГАЗОПЕРЕРОБНІЙ ГАЛУЗІ

О.М. Бортняк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15
тел.: 8-0342-99-33-38, e-mail: public@nung.edu.ua

Рассмотрены проблемы технологических выбросов при сжигании остаточных углеводородов на факельных установках. Приведен анализ существующих технологий утилизации углеводородных газов и поставлены задачи на разработку энергосберегающих технологий для применения их в производственных процессах газоперерабатывающих заводов. Уделено внимание вопросам загрязнения атмосферы выбросами, образованными при нерегулируемом сжигании углеводородных газов.

The problems of the technological emissions of remaining hydrocarbons that burning in torch devices are considered. The analysis of existent technologies of utilization of hydrocarbon gases is resulted and tasks for development of energy saving technologies. Factories on processing of gases can use these technologies. The authors devote attention to the problems of atmosphere pollution by harmful substances that are formed by uncontrolled combustion of hydrocarbon gases.

Висока енергоємність виробництва є однією з найгостріших проблем української економіки. За даним показником Україна є одним з світових «лідерів». Одним з чинників даної ситуації є технологічна недосконалість та відсталість, що об'єктивно обмежує конкурентоспроможність національного виробництва, що є обтяжливим для економіки держави – тим більше, за умов її зовнішньої енергетичної залежності. З урахуванням явно недостатнього власного виробництва енергоносіїв і залежності від зовнішніх поставок, підвищення енергетичної ефективності, яка є елементом економічної та екологічної доцільності більшості промислово-розвинених країн, для України стає на найближчий період ключовим завданням.

На жаль, ефективність використання енергетичних ресурсів промисловими підприємствами

нашої країни все ще залишається досить низькою. Крім того, нераціональне використання енергоносіїв призводить до їх значних втрат та створює іншу проблему – забруднення навколишнього середовища.

Виробнича діяльність підприємств нафтогазової галузі України вносить значний вклад в погіршення стану біосфери, негативно змінюючи в ній природний кругообіг шкідливих речовин, – «атмосфера – ґрунт та водоймища – атмосфера». В результаті промислових викидів негативний вплив, наприклад, на атмосферу спостерігається ще й за рахунок збільшення хмарності, що веде до зменшення впливу сонячної радіації, а в глобальному масштабі і до зміни клімату на Землі. Практика екологічних досліджень останніх десятиліть свідчить про невтішні тенденції до майже незворотних про-

Література

- 1 Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им. Н.Э.Баумана и ГУП «Высшая школа», 2000. – 550 с.
- 2 Злобин Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
- 3 Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання): В 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.
- 4 Крижанівський Є.І., Вольченко О.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання): В 2-х томах. Том 2. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 215 с.