

## ДЕФОРМАЦІЯ ГАЛЬМІВНОЇ СТРІЧКИ І РОЗПОДІЛ СИЛ У КОНТАКТІ “СТРІЧКА – ГАЛЬМІВНА НАКЛАДКА” СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

О.І.Вольченко, Я.Б.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,  
e-mail: slastor@ukr.net

Решена статически неопределимая задача расчета деформаций тормозной ленты (на участках над фрикционной накладкой и между соседними накладками) ленточно-колодочного тормоза. Впервые установлены закономерности влияния деформации ленты на распределение сил в контакте «лента – накладка», вызывающие внутренние силы, действующие в ленте.

The statically indeterminate task of calculating of the brake band deformations (on the brake band parts above the frictional shoes and between the adjacent shoes) of the band-shoe brake is solved. Rules of band deformation influence on the force distribution in the "band - shoe" contacts, causing the internal forces acting in the band are determined for the first time.

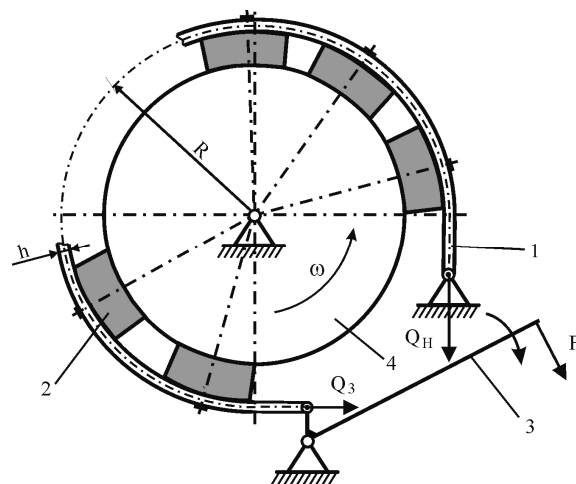
### 1. Вступ

Стрічково-колодкові гальма набули значного поширення в техніці завдяки ряду переваг порівняно з іншими видами гальм. Це, передовсім, простота конструкції, мале (значно менше одиниці) відношення регульованої сили натягу стрічки до сили тертя і відносно велика площа поверхні для розсіяння теплоти, що виділяється під час гальмування. Останнє особливо важливо для високонавантажених гальм із повторно-короткотривалим режимом роботи, наприклад, гальм лебідок бурових установок. Недоліком, притаманним конструкції серійних стрічково-колодкових гальм, є значна нерівномірність питомих навантажень, що діють на фрикційні накладки як по довжині, так і ширині гальмівної стрічки. Вона є причиною нерівномірного їх зношування і, отже, неефективного використання матеріалу накладок у комплекті – довговічність комплекту накладок на стрічці залежить від зношення найбільш навантаженої накладки [1, 2]. Априорі можна очікувати, що під час гальмування деформації гальмівної стрічки впливають на розподіл навантаження по ширині накладки і, отже, на навантаження в парі “гальмівний шків – накладка” та на нерівномірність зношування останньої. Деформація гальмівної стрічки вивчалась у ряді робіт, зокрема вперше в [1], а пізніше – в роботах [3, 4]. Однак при цьому стрічка на дузі охоплення нею гальмівного шківа представлялась на розрахунковій схемі як єдине ціле без розгляду та аналізу деформацій її ділянок над фрикційними накладками та між ними. Тому результати вказаних досліджень не розкривають питання розподілу питомих навантажень за взаємодії стрічки з накладками.

Метою даної роботи є вивчення та дослідження деформацій гальмівної стрічки, а також розподілу сил у контакті „внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня фрикційної накладки” та внутрішніх сил у самій гальмівній стрічці.

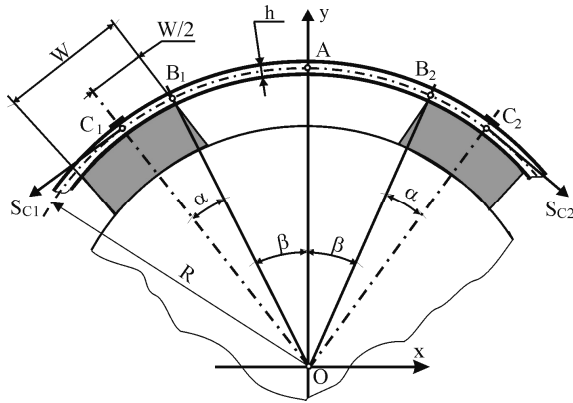
### 2. Формулювання задачі та методика її розв’язання

Схему гальма зображено на рис. 1. Гальмівна стрічка 1 зі змонтованими на ній фрикційними накладками 2 зтягується на збігаючій гілці стрічки силою  $Q_3$ , регульованою за допомогою важеля 3, і притискає накладки до гальмівного шківа 4. При цьому в парах тертя “внутрішня поверхня фрикційної накладки – робоча поверхня гальмівного шківа” виникає сила тертя, яка в місцях кріплення накладок до стрічки передається їй. У результаті сила натягу стрічки ступінчасто зростає після місця кріплення кожної наступної накладки, і сягає величини  $Q_H$  у місці кріплення її набігаючої гілки. Очевидно, що для встановлення закономірностей зміни деформацій стрічки достатньо розглянути всього одну її ділянку, обмежену місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок (рис. 2).



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків; 4 – важіль керування гальмом;  $R$  – радіус середньої лінії гальмівної стрічки

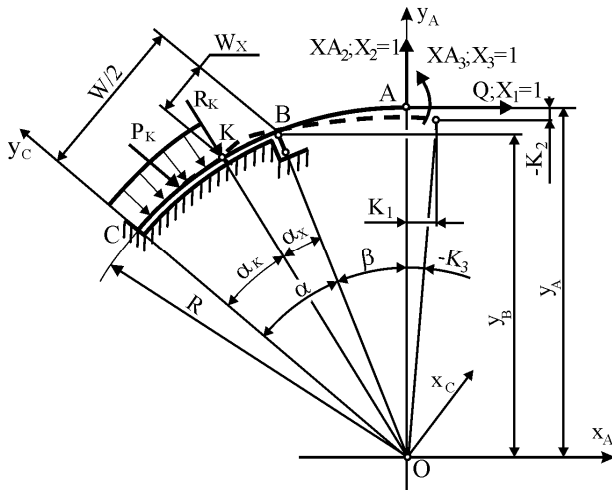
Рисунок 1 – Схема стрічково-колодкового гальма



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків

**Рисунок 2 – Фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма з ділянкою C<sub>1</sub>AC<sub>2</sub> гальмівної стрічки, обмеженою місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок**

На рис. 2 бачимо, що система геометрично симетрична відносно осі Oy. Оскільки осьова деформація стрічки над накладками мала і накладки по ній майже не переміщуються, то силами тертя в парах “стрічка – накладка” можна знехтувати. Тоді з умови рівноваги ділянки стрічки C<sub>1</sub>AC<sub>2</sub> (рівності нулю суми моментів сил, прикладених до неї, відносно точки O) випливає, що S<sub>C1</sub>=S<sub>C2</sub>. Отже, система повністю симетрична. Для її аналізу в подальшому будемо розглядати тільки її половину, тобто ділянку ABC стрічки (тут індекси біля B і C опущено). Розрахункову схему ділянки ABC стрічки зображено на рис. 3. На цю ділянку з боку відкинутої частини стрічки діють силові чинники: відома сила натягу стрічки Q, а також невідомі поперечна сила XA<sub>2</sub> і момент XA<sub>3</sub>.



**Рисунок 3 – Розрахункова схема ділянки ABC гальмівної стрічки (штриховою лінією показано положення деформованої стрічки)**

Обумовимо особливості розрахункової схеми.

1. Відношення товщини гальмівної стрічки h до радіуса її кривини R зазвичай менше 0,02.

Тому для розв’язку задачі справедливі залежності, встановлені для прямих стержнів [5].

2. Відношення товщини стрічки до її ширини << 1. Отже, плоский згин стрічки можна розглядати як циліндричний згин пластинки [6]. У такому разі жорсткість стрічки за плоского згину визначається як її циліндрична жорсткість

$$D = \frac{E \cdot J}{1 - \nu^2}, \quad (1)$$

де: E, ν – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу стрічки;

J – момент інерції поперечного перерізу стрічки відносно його серединної лінії.

3. Значні деформації згину гальмівної стрічки (у межах пружності матеріалу), а також нелінійний характер залежності енергії її деформацій від силових чинників, зумовлюють використання для розв’язку задачі чисельних методів із покроковим збільшенням сили натягу стрічки в часі з урахуванням на кожному кроці нових координат стрічки.

4. Гальмівна стрічка над накладкою (ділянка BC, (рис. 3)) може деформуватися в радіальному напрямку тільки зі збільшенням радіуса R. Якщо задана ділянка стрічки над накладкою (дуга CK) прилягає до накладки, то можна за допомогою засобів математичного аналізу показати, що проекцію P<sub>K</sub> сили, з якою стрічка тисне на накладку на ділянці CK, на вісь Oy<sub>C</sub> визначається за формулою

$$P_K = S_K \cdot \sin \alpha_K, \quad (2)$$

де: α<sub>K</sub> – центральний кут дуги CK;

S<sub>K</sub> – сила натягу стрічки на ділянці CK (S<sub>K</sub>=S<sub>C</sub>).

При цьому в перерізі K стрічки діють три силові чинники: S<sub>K</sub>, XK<sub>2</sub> і XK<sub>3</sub>. Оскільки зліва від точки K стрічка не деформується згином, то переріз K можна розглядати як защемлення. Справа від точки K (на ділянці BK) стрічка не контактує з накладкою. Тому цілком очевидно, що умовою для встановлення координат точки K є XK<sub>2</sub> = 0.

5. Під час деформації гальмівної стрічки кут α залишається постійним – він визначається шириною накладки. Деформація ділянки BC стрічки змінює тільки кут β. Ділянка CK стрічки під дією сили S<sub>K</sub> деформується тільки в осьовому напрямку. Ця деформація не впливає на координати точки K. Кут β змінюється також і внаслідок деформації (видовження та згину) ділянки AB стрічки.

6. Внаслідок симетричності системи відносно осі Oy (рис. 2) поперечна сила XA<sub>2</sub> (рис. 3) рівна нулю. Крім того, переріз A стрічки під час деформації стрічки (зміни кута β) має суміщатися з площиною, яка проходить через точку O.

7. Силою, необхідною для переходу гальма від ненавантаженого (Q=0, між фрикційними накладками, які знаходяться на дузі охоплення гальмівною стрічкою, і гальмівним шківом є мінімальний зазор) до навантаженого стану, нехтуємо через малу жорсткість стрічки

на згин у ненавантаженому стані. Фрикційна накладка своєю внутрішньою поверхнею під час гальмування прилягає до робочої поверхні гальмівного шківів. Тому можна вважати, що вона не деформується і радіус поверхні контакту „стрічка - накладка” є постійний і рівний  $R - h/2$ , де  $h$  – товщина стрічки.

8. Система є двічі статично невизначена. Для її розв'язку крім рівнянь статики слід залучити рівняння сумісності деформації.

Методика розрахунку деформацій гальмівної стрічки охоплює такі етапи:

- розрахунок невідомих реакцій та переміщень у точках (перерізах)  $A$ ,  $B$  і  $K$  стрічки залежно від сили її натягу  $Q$ ;
- розрахунок зміни координат серединної лінії стрічки внаслідок згину й розтягу;
- покрокове збільшення сили  $Q$  з повторенням попередніх етапів.

**Методика розрахунку реакцій та переміщень у точках (перерізах)  $A$ ,  $B$  і  $K$ .** Основну (статично визначену) систему для схеми (рис. 3) одержуємо видаленням зайвого зв'язку (опори в точці  $B$ ), замінивши його дією невідомою реакцією  $XB_2$  (рис. 4). При цьому повне переміщення точки  $B$  (у напрямку дії  $XB_2$ ) рівне нулю. Дію внутрішніх силових чинників у перерізі  $A$  на ділянці  $BC$  стрічки з боку ділянки  $AB$  замінюємо еквівалентними моментом

$$XB_3 = XA_3 - Q(y_A - y_B) \quad (3)$$

і силою  $Q$ , яку для зручності подальшого розв'язку розкладаємо на дві складові, що паралельні осям  $Ox_B$  і  $Oy_B$ :

$$S = Q \cdot \cos \beta; \quad Q_R = Q \cdot \sin \beta. \quad (4)$$

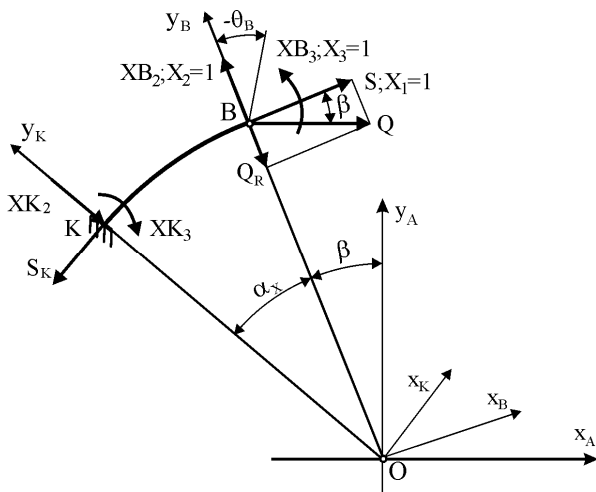


Рисунок 4 – Схема дії сил на ділянці  $BK$  гальмівної стрічки (основна система)

Зауважимо, що складова  $Q_R$  зрівноважується рівновеликою їй реакцією опори і на деформацію гальмівної стрічки не впливає. Стрічка на ділянці  $BC$  деформується під впливом моменту  $XB_3$  і сили  $S$ . При цьому переріз  $B$  стрічки повертається на кут  $\theta_B$ . На цей же кут повертається вся ділянка  $AB$  стрічки як жорстке тіло. Крім того, ділянка  $AB$  деформується си-

лою  $Q$  і невідомим моментом  $XA_3$  – внутрішніми силовими чинниками, що замінюють дію відкинutoї частини стрічки.

Згідно з методикою розрахунку плоскої деформації прямолинійних і криволінійних стержнів [7], записуємо:

для точки (перерізу)  $A$  стрічки в системі координат  $x_A O y_A$  (рис. 3)

$$\begin{aligned} k_{11}Q + k_{13}XA_3 + \Phi_1(\theta_B) &= K_1; \\ k_{21}Q + k_{23}XA_3 + \Phi_2(\theta_B) &= K_2; \\ k_{31}Q + k_{33}XA_3 + \Phi_3(\theta_B) &= K_3; \end{aligned} \quad (6)$$

для точки (перерізу)  $B$  стрічки в системі координат  $x_B O y_B$  (рис. 4)

$$\begin{aligned} \delta_{11}S + \delta_{12}XB_2 + \delta_{13}(XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_1; \\ \delta_{21}S + \delta_{22}XB_2 + \delta_{23}(XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_2; \\ \delta_{31}S + \delta_{32}XB_2 + \delta_{33}(XA_3 - Q(y_A - y_B)) &= \Delta_3, \end{aligned} \quad (5)$$

де:  $K_i$  та  $\Delta_i$  – повні переміщення точок (перерізів)  $B$  і  $A$  стрічки у напрямках дії одиничних силових чинників  $X_i$  ( $i=1, 2, 3$ );

$k_{ij}$  і  $\delta_{ij}$  – коефіцієнти впливу одиничних силових чинників  $X_j$  ( $j=1, 2, 3$ ) на переміщення в  $i$ -му напрямку;

$\Phi_i(\theta_B)$  – функції впливу повороту на кут  $\theta_B$  перерізу  $B$  стрічки на переміщення точки  $A$ :

– у напрямку дії сили  $Q$  [8]

$$\begin{aligned} \Phi_1(\theta_B) &= -(x_A - x_B)(1 - \cos \theta_B) - \\ & - (y_A - y_B) \sin \theta_B \end{aligned} \quad (7)$$

– у напрямку дії сили  $X_2$

$$\begin{aligned} \Phi_2(\theta_B) &= (x_A - x_B) \sin \theta_B - \\ & - (y_A - y_B)(1 - \cos \theta_B) \end{aligned} \quad (8)$$

у напрямку дії моменту  $XA_3$

$$\Phi_3(\theta_B) = \theta_B, \quad (9)$$

де  $x_A, y_A$  та  $x_B, y_B$  – координат точок  $A$  і  $B$  у системі координат  $x_A O y_A$ .

Коефіцієнти впливу  $\delta_{ij}$  і  $k_{ij}$  одержуємо за допомогою інтеграла Мора як результат перемноження епюр із вказаними індексами (рис. 5) [7]:

$$\begin{aligned} k_{ij} &= \frac{1}{D} \int_{l_A} MA_{li} \cdot MA_{lj} \cdot dl; \\ \delta_{ij} &= \frac{1}{D} \int_{l_K} MB_{li} \cdot MB_{lj} \cdot dl, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $MB_{li}, MB_{lj}, MA_{li}, MA_{lj}$  – згинальні моменти від одиничних силових чинників;

$$MB_{11} = -y; \quad MB_{12} = x; \quad MB_{13} = 1;$$

$$MA_{11} = -y; \quad MA_{12} = x; \quad MA_{13} = 1;$$

$l_K$  і  $l_A$  – довжина стрічки на ділянках  $BK$  і  $BA$ .

Інтегрування у формулах (10) здійснюємо чисельним методом (метод трапецій).

Система із шести рівнянь (5) і (6) містить вісім невідомих, тобто, як вказувалось вище, є двічі статично невизначеною.

Додатковими рівняннями сумісності деформації є:

– реакцію  $XB_2$  опори  $B$  (без складової  $Q_R$ ) – за третім рівнянням (5)

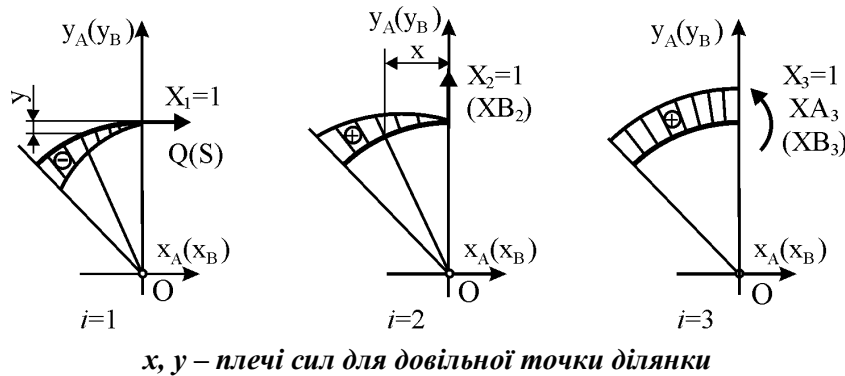


Рисунок 5 – Епюри згинальних моментів на ділянках  $AB$  і  $BK$  гальмівної стрічки від навантажень  $Q, S, XB_2, XA_3$  і  $XB_3$  та одиничних силових чинників  $X_i$ :

$$\Delta_2 = 0; \quad (11)$$

$$K_3 = -\frac{K_1}{y_A + K_2}. \quad (12)$$

Останнє рівняння випливає з умови, що переріз  $A$  гальмівної стрічки повинен завжди лежати в площині, яка проходить через точку  $O$ , що очевидно з рис. 3.

Система (5, 6, 11, 12) містить нелінійні рівняння. Тому для її розв'язку застосовуємо чисельні методи. При цьому вища точність розв'язку досягається після зведення системи в одне рівняння з одним невідомим. Підстановкою одержуємо остаточне рівняння з невідомим моментом  $XA_3$

$$\begin{aligned} & (XA_3(k_{33} + A) + k_{31}Q + B)[XA_3k_{33} + y_A + \\ & + k_{21}Q(x_A - x_B) \sin \theta_B - (y_A - y_B) \cdot \\ & \cdot (1 - \cos \theta_B)] + XA_3k_{13} + k_{1Q} - (x_A - x_B) \cdot \\ & \cdot (1 - \cos \theta_B - (y_A - y_B) \sin \theta_B) = 0, \end{aligned} \quad (13)$$

в якому використані такі позначення:

$$A = \delta_{33} - \frac{\delta_{23}^2}{\delta_{22}};$$

$$B = \delta_{31} \cdot S - \delta_{21} S \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} - Q(y_A - y_B); \quad (14)$$

$$\theta_B = XA_3 \cdot A + B.$$

У ході розв'язування встановлено, що рівняння (13) має два корені:  $XA_3 \leq 0$  і  $XA_3 > 0$  (за  $Q > 0$ ). Перший корінь не дійсний, оскільки не відповідає фізичній суті задачі.

Далі знаходимо невідомі силові та розмірні параметри системи (рис. 3 і 4):

– згинальний момент  $XB_3$  у перерізі  $B$  гальмівної стрічки – за рівнянням (3);

– кути повороту  $\theta_A$  і  $\theta_B$  у перерізах  $B$  (за третім рівнянням (6)) і  $A$  гальмівної стрічки за формулою

$$\theta_A = K_3 = \theta_B + Q \cdot k_{31} + XA_3 \cdot k_{33}; \quad (15)$$

$$XB_2 = \frac{1}{\delta_{32}} (\theta_B - XB_3 \cdot \delta_{33} - S \cdot \delta_{21}) \quad (16)$$

або з урахуванням залежностей (14) та властивості симетричності епюр моментів ( $\delta_{32} = \delta_{23}$ )

$$XB_2 = -\frac{1}{\delta_{22}} (XB_3 \cdot \delta_{23} + S \cdot \delta_{21}) \quad (17)$$

і  $R_B$  – сумарну реакцію опори  $\beta$  зі складовою  $Q_R$  (4)

$$R_B = XB_2 + Q_R = XB_2 + Q \sin \beta; \quad (18)$$

– переміщення  $K_1$  і  $K_2$  точки  $A$  вздовж осей  $Ox_A$  і  $Oy_A$  – за першими двома рівняннями (6);

– натяг  $S_K$  на ділянці  $CK$  стрічки знаходимо з рівняння статки – суми проекцій сил на вісь  $Ox_K$

$$S_K = S \cdot \cos \alpha_x + XB_2 \cdot \sin \alpha_x; \quad (19)$$

– згинальний момент  $M_K$  у перерізі  $K$  стрічки – з рівності нулю суми моментів відносно точки  $K$

$$M_K = XB_3 - R(S(1 - \cos \alpha_x) - XB_2 \sin \alpha_x). \quad (20)$$

При цьому кут  $\alpha_x$  – центральний кут ділянки  $BK$  стрічки – знаходимо з рівняння для визначення реакції  $XK_2$  (з суми проекцій сил на вісь  $Oy_K$   $XK_2 = XB_2 \cdot \cos \alpha_x - S \sin \alpha_x$ ) за умови, що  $XK_2 = 0$

$$\alpha_x = \arctg \frac{XB_2}{S}. \quad (21)$$

Ширина ділянки накладки, над якою гальмівна стрічка не контактує з нею

$$W_x = \frac{l}{2} W - R \cdot \sin(\alpha - \alpha_x). \quad (22)$$

**Методика розрахунку зміни координат гальмівної стрічки внаслідок її згину (ділянки  $AB$  і  $BK$ ).** Методика ґрунтується на засадах, наведених вище. Особливість розрахунку зумовлена наступним. По-перше, силові чинники в точках (перерізах)  $A$  і  $B$  стрічки уже відомі. По-друге, одиничні силові чинники треба прикладати в довільних точках на ділянках  $AB$  і  $BK$

стрічки. Епюри згинальних моментів для визначення зміни координат стрічки показано на рис. 6. За описаною вище методикою складаємо рівняння, подібні до (5), (6) і (10). У зв'язку зі значною подібністю вказані рівняння не наводяться. Розв'язуємо рівняння відносно невідомо-

чки та осьових деформацій стрічки  $\Delta_{CK}$  (23),  $\Delta_{BK}$  ( $\Delta_{BK} = \sum_m delx_m$ ),  $\Delta_{AB}$  ( $\Delta_{AB} = \sum_m delx_m$ )

$$\Delta_A = K_i + \Delta_{CK} + \Delta_{BK} + \Delta_{AB} + \Delta_I. \quad (26)$$

Зміщення  $\Delta_A$  супроводжується зміною ку-

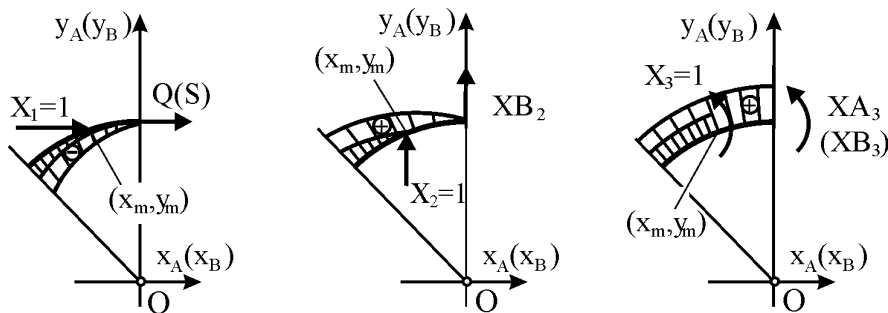


Рисунок 6 – Епюри згинальних моментів від навантажень  $Q, S, XB_2, XA_3, XB_3$  та одиничних силових чинників  $X_1, X_2, X_3$  для визначення переміщення довільної точки  $(x_m, y_m)$  ділянок  $AB$  і  $BK$  гальмівної стрічки

мих переміщень  $\Delta_i$  і  $K_i$  у точках  $(x_m, y_m)$ .

**Методика розрахунку осьової деформації гальмівної стрічки.** Осьову деформацію стрічки визначаємо окремо на її ділянках  $CK, KB$  і  $AB$ . На ділянці  $CK$  силою, що спричинює осьову деформацію  $\Delta_{CK}$  стрічки, є  $S_K$ . Згідно із законом Гука (див. рис. 3)

$$\Delta_{CK} = \frac{R \cdot \alpha_K \cdot S_K}{E \cdot s \cdot h}, \quad (23)$$

де  $s$  – ширина стрічки.

Видовження гальмівної стрічки на ділянках  $AB$  і  $BK$  зумовлено дією сил  $Q$  і  $S$  відповідно. При цьому змінюються тільки  $x$ -координати точок стрічки (ділянка  $AB$ ). Можна показати, що видовження  $delx_m$  частини стрічки довжиною  $dl$  з координатами її початку  $(x_m, y_m)$  та кінця  $(x_{m+1}, y_{m+1})$  визначається за формулою

$$delx_m = \frac{P(x_m - x_{m+1})^2}{\sqrt{(x_m - x_{m+1})^2 + (y_m - y_{m+1})^2} Esh}, \quad (24)$$

де  $P$  дорівнює  $S$  або  $Q$  для відповідної ділянки стрічки.

Зміна координат  $x_m$  точок стрічки на ділянці  $AB$  відбувається з накопиченням їх величин у бік додатних значень осі  $Ox_A$

$$x_m' = x_m + \sum_m delx_m. \quad (25)$$

Тут порядковий номер проміжних точок стрічки зростає від точки  $B$  до  $A$ .

Зміни  $x$ -координат гальмівної стрічки на ділянці  $BK$  не відбувається, оскільки координати стрічки на ній є функцією деформації згину. Проте сумарне видовження  $\Delta_{BK}$  ділянки  $BK$  в напрямку осі  $Ox_B$  змінює довжину ділянки  $AB$ . Отже, сумарне зміщення координати  $x_A$  точки  $A$  складається з її зміщення  $K_i$  і  $\Delta_i$  ( $\Delta_i$  визначаємо за першим рівнянням (5)) внаслідок згину стрі-

та  $\beta$

$$\Delta\beta = \frac{\Delta_A}{y_A}. \quad (27)$$

На цьому завершується один цикл розрахунку силових чинників і деформацій ділянок гальмівної стрічки. Збільшуючи  $Q$  покроково, розрахунки повторюємо і отримуємо відповідні залежності від натягу стрічки.

### 3. Застосування моделі і аналіз результатів

Застосування запропонованої моделі деформацій гальмівної стрічки розглянемо на прикладі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки  $БУ-2500$   $ЭП$ . Гальмо обладнане сталеву стрічкою (сталь 50,  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па,  $\nu = 0,3$ ) з розмірами її поперечного перерізу  $h = 5$  мм,  $s = 220$  мм. На дузі охоплення стрічки змонтовано 20 фрикційних накладок з однаковим кроком їх розміщення за кута охоплення гальмівного шківів  $270^\circ$  (тобто кут  $\alpha + \beta = 270 / (2 \cdot 20) = 6,75^\circ$ ). Ширина накладки  $W = 120$  мм, її висота – 30 мм, радіус гальмівного шківів – 725 мм. За радіуса серединної лінії стрічки 757,5 мм кут  $\alpha = 4,543^\circ$ , а кут  $\beta = 2,207^\circ$ . Під час гальмування натяг набігаючої гілки стрічки змінюється в межах  $0 \dots 160$  кН. Розрахунок стрічки виконано на ЕОМ за допомогою програми, розробленої на основі запропонованої методики розрахунку. Результати розрахунку наведено в табл. 1. Графік деформації стрічки – зміну радіуса  $\Delta_R$  її серединної лінії – залежно від  $x$ -координати (за початок координат вибрана точка  $B$ ) для  $Q = 160$  кН зображено на рис. 7.

Аналіз даних табл. 1 і рис. 7 дає змогу зробити такі висновки: у процесі гальмування під впливом натягу збігаючої гілки стрічки із силою  $Q_3$ :

- радіус кривини гальмівної стрічки змінюється – стає меншим за  $R$  (радіус кривини в не-

навантаженому стані) на ділянці  $AB$ , набуває найменшої величини посередині ділянки між накладками – точка  $A$  на рис. 3, більшим за  $R$  на ділянці  $BK$  і залишається рівним  $R$  на ділянці  $CK$ ;

- гальмівна стрічка контактує з накладкою в точці  $B$  і на ділянці  $CK$ , що складає приблизно 60 % ширини накладки. Протяжність  $W_x$  ділянки  $BK$  стрічки, на якій немає контакту з накладкою, залежить незначно від натягу стрічки – у разі збільшення  $Q$  у 80 разів  $W_x$  зменшу-

- сила  $P_K + R_B \cdot \cos \alpha$  розподілена по ширині накладки нерівномірно: більша її частка ( $R_B \cdot \cos \alpha$ , 59,5...59,7%) діє зосереджено на краю накладки в точці  $B$ , менша ( $P_K$ , 40,3...40,5%) – рівномірно розподілена на ділянці  $CK$ . Такий нерівномірний розподіл сил у парі „стрічка – накладка” є, очевидно, визначальною причиною нерівномірного зношування фрикційної накладки по ширині;

- силове навантаження гальмівної стрічки теж неоднакове по її довжині. Сила натягу

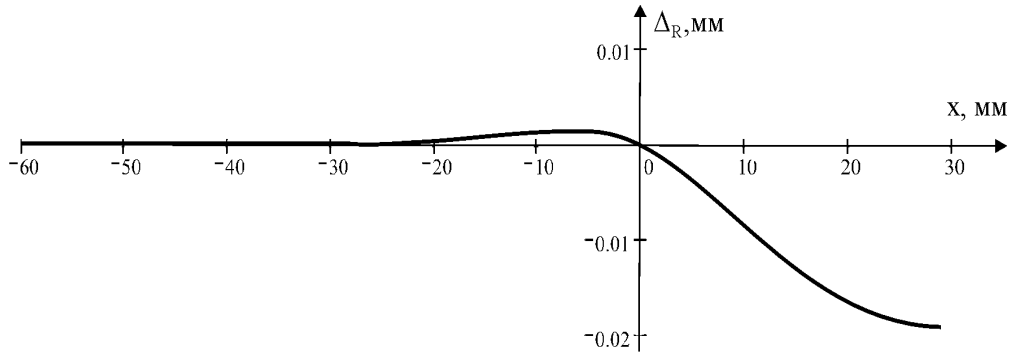


Рисунок 7 – Графік деформації ділянки гальмівної стрічки над фрикційною накладкою ( $x < 0$ ) і між накладками ( $x > 0$ ) за  $Q=160$  кН ( $\Delta R_m = \sqrt{x_m^2 + y_m^2} - R$ )

Таблиця 1 – Результати розрахунку сил і деформацій гальмівної стрічки

$Q$	$S$	$S_K$	$XB_2$	$R_B$	$P_K$	$P_K + R_B \cdot \cos \alpha$	$Q \cdot \sin(\alpha + \beta)$
кН							
2	1,999	2,000	0,063	0,141	0,095	0,235	0,235
10	9,993	9,998	0,319	0,704	0,474	1,175	1,175
40	39,97	39,99	1,274	2,815	1,896	4,702	4,702
80	79,94	79,98	2,542	5,626	3,798	9,404	9,404
120	119,9	120,0	3,804	8,428	5,706	14,11	14,11
160	159,9	160	5,061	11,23	7,618	18,81	18,81
$Q$ , кН	$XA_3$	$XB_3^{*1}$	$XK_3$	$W_x$ , мм		$-\theta_B \cdot 10^3$	$\Delta\beta \cdot 10^6$
	$H \cdot m$					$град.$	
2	0,481	-0,642	0,127	24,11		0,354	0,423
10	2,408	-3,209	0,628	24,07		1,773	2,112
40	9,621	-12,82	2,500	24,04		7,092	8,432
80	19,18	-25,56	4,953	23,95		14,19	16,80
120	28,67	-38,20	7,353	23,83		21,28	25,07
160	38,06	-50,76	9,706	23,73		28,30	33,20

ється на 1,5 %;

- сила, з якою гальмівна стрічка притискає накладку до гальмівного шківів й отримана з урахуванням деформації стрічки ( $P_K + R_B \cdot \cos \alpha$ ), рівна силі, розрахованій за відомою методикою ( $Q \cdot \sin(\alpha + \beta)$ ) [9, 10]. Отже, врахування деформацій стрічки на її ділянках не впливає на розрахунковий гальмівний момент гальма;

стрічки найбільша на ділянках  $AB$  і  $CK$  (практично рівна  $Q$ ). Згинальний момент найбільший в перерізі  $B$  стрічки. У перерізі  $A$  він складає 75%, а в перерізі  $K$  – 19,1...19,7% від найбільшого. Отже, визначальним щодо міцності перерізом гальмівної стрічки є, очевидно, її переріз  $B$ ;

- деформація гальмівної стрічки супроводжується дуже малим збільшенням кута  $\beta$  (за  $Q=160$  кН  $\Delta\beta$  складає 0,0015%), що практично

не впливає на розрахунок сили тертя й моменту гальмування.

Зазначимо, що проведений аналіз стосується конкретної конструкції серійного гальма. Вважаємо за доцільне за допомогою запропонованої методики встановити закономірності впливу конструктивних параметрів фрикційних вузлів (кутів  $\alpha$  і  $\beta$ , жорсткості й радіуса кривини стрічки) на деформацію стрічки та експлуатаційні параметри гальма.

#### 4. Висновки

Опрацьована методика розрахунку деформації гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма.

На прикладі розрахунку деформацій гальмівної стрічки серійного стрічково-колодкового гальма показано, що деформація стрічки є причиною суттєво нерівномірного розподілу сил в парі „стрічка – фрикційна накладка” і, як наслідок, нерівномірного навантаження стрічки по її довжині в межах ділянки, пов'язаної з двома сусідніми накладками.

#### Література

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
2. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
3. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс... канд.техн.наук 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
4. Журавльов О.Ю. Обгрунтування працездатності стрічково-колодкового гальма з нерухомими фрикційними накладками бурової лебідки: Дис...канд.техн.наук 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2001. – 189 с.

У паливно-енергетичному комплексі широко використовують конструкції та їх з'єднання, які можна класифікувати як тонкостінні циліндри. Зокрема, такими є обсадні та насосно-компресорні труби і муфти, які застосовують для видобування нафти і газу. Їх ефективність залежить від міцності і герметичності їх з'єднань, в яких за допомогою натягу утворюється розподілений контактний тиск [1-2].

Для визначення величини такого тиску використовували формули деформацій тонкостінного циліндра під дією розподіленого тиску

5. Сопроотивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. акад. АН УССР Г.С.Писаренко. – К.: Вища школа. Гол. изд-во, 1979. – 696 с.

6. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки / Пер. с англ. под ред. Г.С. Шапиро. Изд.2-е. – М.: Наука, Глав. ред. физико-математической литературы, 1966. – 636 с.

7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е издание. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1964. – 608 с.

9. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Пургал М.П., Дячук В.В. Стрічково-колодкові гальма. – Івано-Франківськ, 2004. – 232с.

10. Yevstahyi I. Kryzhanivskiy, Dmytro A. Volchenko, Yaroslav B. Storozh. The Static-Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes. – Scientific Buletin, Serie C, Vol. XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology. – North University of Baia Mare, 2004. – 187-194p.

[1, с. 58,67]. Вони ґрунтуються на умові віддаленості від крайових перетинів і тому не враховують кільцеві вигини стінок елементів з'єднання, які утворюються внаслідок того, що во-

УДК 621.882:539.3

## ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ У З'ЄДНАННЯХ МУФТ І ТРУБ З НАТЯГОМ

І.І.Палійчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,  
e-mail: public@nung.edu.ua

Стенки муфты и трубы в соединении с натягом получают осесимметричные изгибы, которые изменяют давление на контактных поверхностях. Эти изгибы линейно зависят как от гидравлических, так и от контактных давлений. Уравнение баланса изгибов и натяга также линейное, что позволяет составить систему линейных уравнений и определить контактные давления на каждом участке. В этих уравнениях учитывают температурное расширение, радиальную составляющую осевой нагрузки в остроугольной резьбе, эксцентриситет осевой

The walls of pipes and couplings get the axis-symmetrical curves by the connection with the strain. These wall curves depend on the hydraulic and contact pressures in a linear way. The balances equation of the strain and curves is also linear, that gives the possibility to compose the linear equations system and to determine the contact pressures at every section. These equations take into account the temperature enlargement, the radial component of the axis loading in the pointed thread, the eccentricity of the axis power.