

# МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМАЦІЇ ГАЛЬМІВНОЇ СТРІЧКИ І РОЗПОДІЛУ СИЛ У КОНТАКТІ "СТРІЧКА – ФРИКЦІЙНА НАКЛАДКА" СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

О.І.Вольченко, Б.Д.Сторож, Я.Б.Сторож

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

Проведены теоретические исследования деформации тормозной ленты (на участке над фрикционной накладкой и между соседними накладками) и распределения усилий в контакте "лента - фрикционная накладка" в широком диапазоне нагрузок и параметров конструкции ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок. Получены полиномиальные модели второго порядка, связывающие указанные параметры.

Theoretical investigations of the brake band deformations (on the brake band parts above the frictional shoes and between the adjacent shoes) and the force distribution in the "band-shoe" contacts for wide range of loads and drawworks band-shoe brake design parameters. Polynomial equations of the second power are obtained to show relationships of such parameters.

## 1 Вступ

Як відомо [1, 2], нерівномірне зношування фрикційних накладок по їхній довжині в стрічково-колодкових гальмах пов'язано, передусім, з деформацією ділянок гальмівної стрічки між фрикційними накладками та над ними і нерівномірним розподілом сил у контакті "гальмівна стрічка – фрикційна накладка". Деформація гальмівної стрічки та розподіл контактних сил у неробочій парі фрикційного вузла бурової лебідки У2-5-5 досліджувалась в роботі [3]. Обмежена інформативна база дослідження, а також неявний характер теоретичних залежностей і їхня громіздкість ускладнюють виявлення домінуючих чинників, змінюючи які можна цілеспрямовано удосконалювати конструкцію гальм. Тому метою даної роботи є аналогічні дослідження в широкому діапазоні геометричних параметрів стрічково-колодкових гальм, властивих більшості лебідок бурових установок для глибокого розвідувального та експлуатаційного буріння, зі створенням математичних багатofакторних моделей. Такі моделі будуть корисними при проектуванні гальм з фрикційними вузлами як традиційних, так і нетрадиційних конструкцій.

## 2 Методика досліджень

В дослідженнях використано аналітичну модель гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма, отриману шляхом розв'язку двічі статично невизначуваної задачі розрахунку її деформації на ділянках над фрикційною накладкою та між сусідніми накладками (рис. 1, а) [3]. Модель передбачає плоску деформацію стрічки в межах пружності матеріалу (її циліндричний згин), жорстку опору (фрикційна накладка) і відсутність тертя в контакті "стрічка – накладка". У зв'язку із геометричною та силовою симетричністю ділянки С<sub>1</sub>АС<sub>2</sub> стрічки в моделі розглядається лише її половина – ділянка СА (рис. 1, б).

Шуканими (залежними) параметрами моделі деформації стрічки та нерівномірного розподілу сил в її контакті з накладкою вибрано (див. рис. 1, б):

– прогин  $\Delta R$  стрічки (зміщення її середньої поверхні в радіальному напрямку) над і між накладками;

– довжину ділянки стрічки ВК над накладкою  $W_x$ , на якій в ході її навантаження втрачається контакт з фрикційною накладкою;

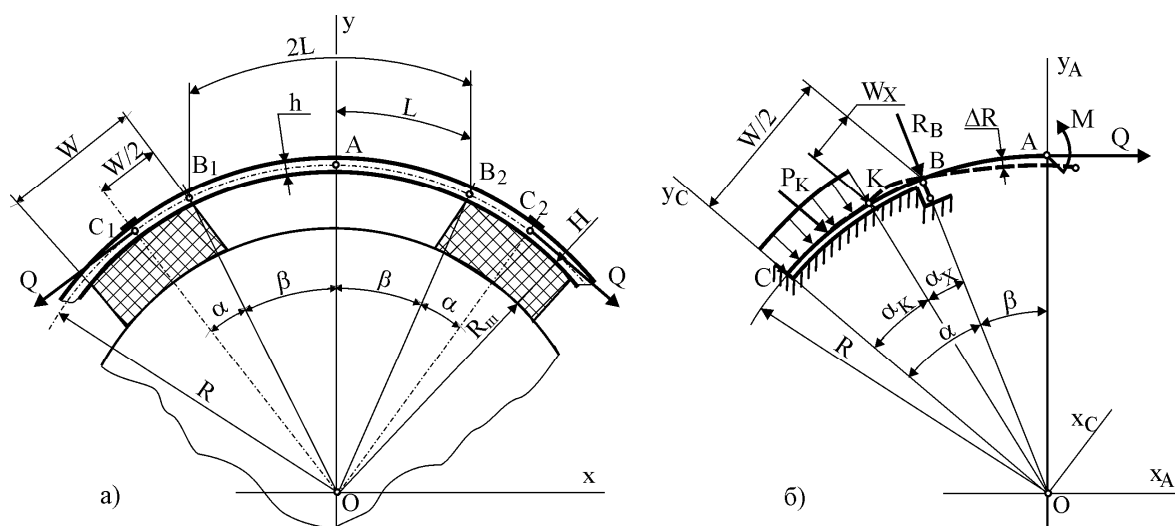
– коефіцієнт нерівномірності розподілу контактних сил між стрічкою і накладкою  $K_{P.C}$ .

Зміст параметрів  $\Delta R$  і  $W_x$  цілком очевидний. Щодо коефіцієнта  $K_{P.C}$  зауважимо таке. Згідно з результатами досліджень [3] на ділянці СК стрічка тисне на накладку з рівномірно розподіленою силою  $q$ , проекція якої  $P_K$  на вісь Оу<sub>С</sub> визначається за формулою  $P_K = Q \cdot \sin \alpha_K$ . На краю накладки на неї діє зосереджена сила  $R_B$ , проекція якої на ту ж вісь рівна  $R_B \cdot \cos \alpha$ . Сума цих сил дорівнює  $Q \cdot \sin(\alpha + \beta)$ . Кількісне порівняння цих сил може служити характеристикою нерівномірності розподілу контактних сил між спряженими деталями. При цьому коефіцієнт  $K_{P.C}$  можна представити у вигляді залежності

$$K_{P.C} = \frac{R_B \cdot \cos \alpha}{Q \cdot \sin(\alpha + \beta)} \quad (1)$$

Методику розрахунку залежних параметрів детально описано в роботі [3]. У зв'язку із громіздкістю моделі вона тут не наводиться. Значимо лише, що нелінійний характер залежності енергії деформації стрічки від силових чинників зумовлює використання чисельних методів з покроковим збільшенням сили натягу стрічки в часі та з урахуванням на кожному кроці нових координат стрічки. Тому розрахунки виконуються на ЕОМ за допомогою спеціально створеної програми.

Перейдемо до розгляду методики побудови багатofакторних поліноміальних моделей. Звичай така методика охоплює три етапи: вияв-



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків;  $R$  – радіус середньої лінії гальмівної стрічки;  $R_w$  – радіус робочої поверхні гальмівного шківа;  $Q$  – зусилля натягу гальмівної стрічки;  $L$  – половина довжини проміжку між сусідніми накладками, виміряна по середній лінії гальмівної стрічки;  $h$  – товщина гальмівної стрічки;  $\alpha, \beta, \alpha_k$  і  $\alpha_x$  – центральні кути відповідних ділянок гальмівної стрічки

Рисунок 1 — Схема ділянки  $C_1AC_2$  фрикційного вузла стрічково-колоткового гальма з гальмівною стрічкою, обмеженою місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок (а) і її розрахункова схема (б) – штриховою лінією зображено положення деформованої стрічки

Таблиця 1 – Зв’язок між значеннями чинників у кодованій і натуральній системі координат

Чинник і його кодоване позначення	Значення чинника в натуральній системі координат для кодової системи:				
	-2	-1	0	1	2
Половина довжини ділянки між накладками $L$ в мм, $X_1$	5	30	55	80	105
Товщина стрічки $h$ в мм, $X_2$	-	4	5	6	-
Сила натягу стрічки $Q$ в кН, $X_3$	20	55	90	125	160
Радіус робочої поверхні гальмівного шківа $R_w$ в мм, $X_4$	-	500	612,5	725	-

лення незалежних чинників та інтервалів їхньої зміни, планування експерименту й оцінку якості математичної моделі. Зупинимося детальніше на кожному з цих етапів.

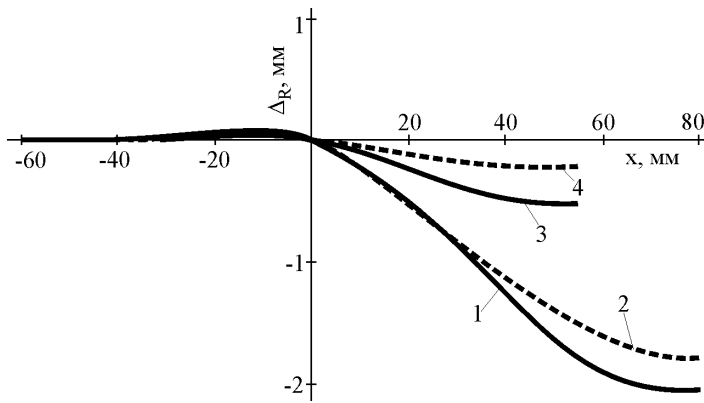
Незалежними чинниками багатофакторної математичної моделі можуть бути [4], по-перше, взаємозалежні параметри, по-друге, такі, що мають істотний вплив на залежні параметри, і, по-третє, з істотним можливим інтервалом зміни своїх значень. Для даної задачі таким є: зусилля натягу гальмівної стрічки ( $Q=20-160$  кН), половина довжини проміжку між сусідніми накладками ( $L=5-105$  мм), радіус робочої поверхні гальмівного шківа ( $R_w=500-725$  мм), товщина гальмівної стрічки ( $h=4-6$  мм). При виборі незалежних чинників та інтервалів їхньої зміни враховано результати досліджень [3], дані про конструкції і навантаження стрічково-колоткових гальм серійних конструкцій лебідок бурових установок для глибокого розвідувального й експлуатаційного буріння нафтогазових свердловин [5-8] і конструкцій фрикційних вузлів зі змінним кроком розміщення накладок на гальмівній стрічці [9, 10].

З метою спрощення оцінювання якості моделей та аналізу результатів моделювання використано планування експерименту із застосуванням кодової системи координат. Щоб отримати поліноміальне рівняння другого степеня найменше число рівнів кожного чинника має бути не менше трьох. Для підвищення точності моделювання, чинники  $L$  і  $Q$ , вплив яких передбачається найбільш складним, прийнято змінювати на п’ятьох рівнях. Чинники  $R_w$  і  $h$  змінювали на трьох рівнях (табл. 1).

Рівняння регресії другого порядку з виявленням парних взаємодій чинників для чотирифакторної моделі містить 15 коефіцієнтів

$$y = a_0 + a_1X_1 + a_2X_2 + a_3X_3 + a_4X_4 + a_5X_1^2 + a_6X_2^2 + a_7X_3^2 + a_8X_4^2 + a_9X_1 \cdot X_2 + a_{10}X_1 \cdot X_3 + a_{11}X_1 \cdot X_4 + a_{12}X_2 \cdot X_3 + a_{13}X_2 \cdot X_4 + a_{14}X_3 \cdot X_4 \quad (2)$$

Для того, щоб здійснити оцінку якості такої моделі, число експериментів (точок плану)



1 –  $L=80$  мм,  $R_{ш}=500$  мм,  $h=4$  мм; 2 –  $L=80$  мм,  $R_{ш}=612$  мм,  $h=4$  мм;  
3 –  $L=55$  мм,  $R_{ш}=500$  мм,  $h=4$  мм; 4 –  $L=55$  мм,  $R_{ш}=725$  мм,  $h=5$  мм

Рисунок 2 — Залежності прогину ділянки гальмівної стрічки над ( $x < 0$ ) і між ( $x > 0$ ) фрикційними накладками за  $Q=160$  кН

має перевищувати кількість коефіцієнтів регресії. Для підвищення точності моделі число точок прийнято 30 (кратне 3 і 5). Отже, для даної задачі вибрано план  $5^2 \cdot 3^2 / 30$ .

Регресійний аналіз результатів експерименту виконано за допомогою пакету Mathcad [11].

Зазвичай якість математичної моделі оцінюють шляхом перевірки одержаного рівняння регресії на змістовність, адекватність і на значущість коефіцієнтів регресії [4]. Слід підкреслити, що існує істотна різниця між статистичною обробкою рівнянь регресії, одержаних внаслідок дослідження натурних процесів або фізичних моделей, і рівнянь, створених для опису модельних процесів або об'єктів, значення факторів відгуку, або параметрів оптимізації, яких є результатом розрахунку аналітичних або чисельних моделей. У другому випадку, а саме він реалізується при дослідженні ділянок гальмівної стрічки, повторення експерименту для одних і тих же значень незалежних змінних дає однакові значення факторів відгуку – вони втрачають властивість бути випадковою величиною. Внаслідок чого немає змоги визначити дисперсію відтворюваності експерименту, оцінити значущість коефіцієнтів регресії та перевірити адекватність моделі.

Однак перенесення традиційної методики статистичної оцінки якості математичних моделей у сферу теоретичних досліджень є можливе і доцільне. Аналіз методики показує, що такі моделі можна перевірити на змістовність, тобто їхню спроможність передбачувати параметр оптимізації в межах факторного простору. Критерієм змістовності моделі служить умова [4]

$$\frac{S_{R0}^2}{4S_R^2} > F_{KP}, \quad (3)$$

де:  $S_{R0}^2$  – дисперсія відносно середнього значення параметра оптимізації;  $S_R^2$  – залишкова дисперсія моделі;  $F_{KP}$  – значення критерію Фішера для ступенів вільності рівняння регресії, рівняння нульового порядку і прийнятого рівня

значущості відповідно  $S_{R0}^2$ ,  $S_R^2$  і  $F_{KP}$  визначали за відомими методиками [4].

Змістовність моделі перевіряли також за допомогою контрольних точок, що не належать плану.

Критерієм значущості коефіцієнтів регресії може бути залишкова дисперсія моделі. Якщо її значення не збільшується в ході прирівнювання коефіцієнта регресії до нуля, то це є очевидним свідченням того, що даний коефіцієнт відрізняється від нуля неістотно.

### 3 Результати досліджень і їхній аналіз

Результати досліджень впливу параметрів конструкції фрикційного вузла та зусилля натягу гальмівної стрічки на її деформацію над фрикційною накладкою та між ними представлено у вигляді характерних графіків радіально прогину серединної лінії гальмівної стрічки (рис. 2), а також у вигляді рівнянь, які описують конфігурацію деформованої гальмівної стрічки на її ділянці АВ.

З даних рис. 2 випливає, що досліджувана ділянка гальмівної стрічки чітко поділяється на три частини. Над фрикційною накладкою є частина, що немає прогину (вона розміщена біля кріплення фрикційної накладки), і частина біля контакту з краєм накладки, яка прогинається зі збільшенням радіуса і внаслідок чого спостерігається втрата її контакту з накладкою. Між накладками стрічка прогинається зі зменшенням радіуса. При цьому її геометрія добре апроксимується кубічними рівняннями. Для кривих, зображених на рисунку, ці рівняння мають вигляд:

крива 1

$$R = 529,922 + 5,629 \cdot 10^{-3} \cdot (L - x) -$$

$$- 7,959 \cdot 10^{-5} \cdot (L - x)^2 + 5,848 \cdot 10^{-6} \cdot (L - x)^3 ;$$

крива 2

$$R = 642,282 + 4,604 \cdot 10^{-3} \cdot (L - x) -$$

$$- 6,744 \cdot 10^{-5} \cdot (L - x)^2 + 4,799 \cdot 10^{-6} \cdot (L - x)^3 ;$$

Таблиця 2 — Коефіцієнти  $a_i$  рівняння (3) – математичних моделей ділянки гальмівної стрічки – та характеристики для оцінювання їхньої змістовності

$y$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
$W_x$ , мм	40,202	16,257	2,243	-2,263	0	-1,279
$K_{P.C.}$	0,831	0,232	0,017	-0,015	0	-0,066
$y$	$a_6$	$a_7$	$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$
$W_x$ , мм	0	0,669	0	1,615	-1,436	0
$K_{P.C.}$	0	0,00577	0	0,012	-0,010	0
$y$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	$S_R$	$S_{R0}^2/(4 \cdot S_R^2)$	$F_{кр}$
$W_x$ , мм	0,448	0	0	2,211	29,74	1,9
$K_{P.C.}$	0,0065	0	0	0,031	33,12	1,9

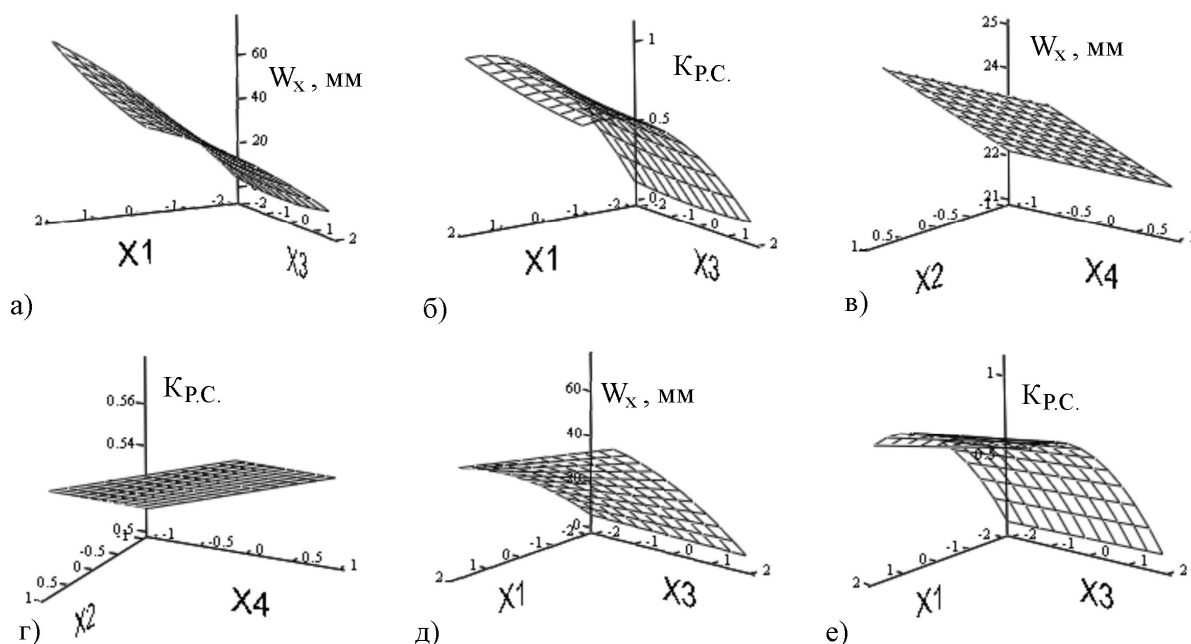


Рисунок 3 — Двофакторні поверхні відгуку для залежностей  $W_x$  (а, в, д) і  $K_{P.C.}$  (б, г, е) від: а, б –  $X_1$  і  $X_3$  для  $X_2=-1, X_4=0$ ; в, г –  $X_2$  і  $X_4$  для  $X_1=-1, X_3=2$ ; д, е –  $X_1$  і  $X_2$  для  $X_3=2, X_4=0$

крива 3

$$R = 531,434 + 2,047 \cdot 10^{-3} \cdot (L - x) - 4,607 \cdot 10^{-4} \cdot (L - x)^2 + 4,657 \cdot 10^{-6} \cdot (L - x)^3;$$

крива 4

$$R = 757,276 + 7,672 \cdot 10^{-4} \cdot (L - x) - 4,737 \cdot 10^{-4} \cdot (L - x)^2 + 1,799 \cdot 10^{-6} \cdot (L - x)^3.$$

Середні квадратичні відхилення розрахункових і експериментальних даних для них (при двадцяти розрахункових точках), відповідно, становлять в мм:

$$1 - 0,0317, 2 - 0,0258, 3 - 0,00766, 4 - 0,00285.$$

Дані рис. 2 свідчать також про те, що параметри конструкції  $L, h$  і  $R_{ш}$  впливають на деформацію гальмівної стрічки – зі збільшенням  $L$  і зменшенням  $h$  та  $R_{ш}$  її деформація збільшується.

Більш докладно закономірності впливу конструкції фрикційного вузла на деформацію

стрічки і розподіл сил в її контакті з накладкою видно з рівнянь регресії для параметрів  $W_x$  і  $K_{P.C.}$  (див. табл. 2) та поверхонь відгуку для залежностей цих параметрів від навантаження стрічки і параметрів конструкції гальма (рис. 3).

Як видно з даних табл. 2, умова (3) виконується для обох моделей. Крім того, для контрольної точки в центрі плану розбіжність експериментальних і розрахованих за формулами (2) значень  $W_x$  і  $K_{P.C.}$  складає 3,4% і 2,8% відповідно. Все це свідчить про змістовність моделей і їхню спроможність до передбачення.

Аналіз математичних моделей дає змогу зробити такі узагальнення:

– за інтенсивністю впливу на  $W_x$  і  $K_{P.C.}$  (в порядку її зниження) незалежні чинники ранжуються так:  $L - h$  і  $Q$  (вплив останніх приблизно однаковий). Між параметрами  $W_x$  і  $K_{P.C.}$  існує тісний зв'язок. Щодо інтенсивності впливу на деформацію стрічки між накладками, то ранжування параметрів гальма таке:

$$L - Q - h - R_{ш};$$

– деформація стрічки над накладкою збільшується зі збільшенням  $L$  та  $h$  і зменшенням  $Q$ , а між накладками – зі збільшенням  $L$  і  $Q$  та зменшенням  $h$  і  $R_{ш}$ ;

– вплив параметрів  $L$  і  $Q$  на  $W_x$  і  $K_{P,C}$  нелінійний ( $a_5$  і  $a_7 \neq 0$ );

– вплив зміни  $L$  на  $W_x$  і  $K_{P,C}$  підсилюється збільшенням товщини стрічки і послаблюється збільшенням її натягу ( $a_9 > 0$ ,  $a_{10} < 0$ );

– вирівнювання розподілу сил по довжині стрічки в її контакті із фрикційною накладкою можна досягти шляхом зменшення відстані між сусідніми фрикційними накладками та товщини гальмівної стрічки.

#### 4 Висновки

1) Досліджено деформацію ділянки гальмівної стрічки над і між двома сусідніми фрикційними накладками для широкого діапазону конструктивних параметрів і навантажень стрічково-колодкових гальм.

2) Встановлено закономірності впливу геометричних параметрів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма та зусилля натягу гальмівної стрічки на її деформацію та нерівномірність розподілу сил в її контакті з накладкою.

3) Показано, що в порядку зменшення впливу на деформацію стрічки над накладкою та нерівномірність розподілу сил у контакті "гальмівна стрічка – фрикційна накладка" чинники можна розмістити в такій послідовності  $L - h$  і  $Q$ .

4) Напрямами вирівнювання розподілу сил у контакті "гальмівна стрічка – фрикційна накладка" є, насамперед, зменшення відстані між сусідніми накладками і товщини стрічки.

#### Література

1 Крижанівський Є.І., Вольченко О.І., Вольченко М.І. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання): У 2-х т. Т 2. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2007. – 215 с.

2 Сторож Я.Б. Розподіл сил при зношуванні пар тертя в стрічково-колодковому гальмі // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2005. – № 3(16). – С. 48-53.

3 Вольченко О.І., Сторож Я.Б. Деформація гальмівної стрічки і розподіл сил у контакті „стрічка – гальмівна накладка” стрічково-колодкового гальма // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №3(12). – С. 40-46.

4 Рузинов Л.П. Слободчикова Р.И. Планирование эксперимента в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1980. – 280 с.

5 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.

6 Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1989. – 396 с.

7 Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 446 с.

8 Крижанівський Є.І., Міронов Ю.В., Романишин Л.І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин: Монографія. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 209 с.

9 Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.

10 Kryzhanivskiy Y., Volchenko D., Storozh Y. The Static Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare. – 2004. – P. 187-195.

11 Дьяконов В. Mathcad 2001: Учебный курс. – СПб.: Питер, 2001. – 624 с.