

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Д.О.Вольченко, І.О.Бекіш, І.В.Бачук, В.І.Карась

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,
e-mail: public@nuing.edu.ua

У матеріалах статті оцінена нормальна результуюча сила, яка виникає від натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, яка діє на підйомний вал бурової лебідки. Встановлений вплив реактивних сил рухомих фрикційних накладок, що знаходяться на гальмівному шківі, на величину нормальної результуючої сили

В материалах статьи оценена нормальная результирующая сила, возникающая от натяжений набегавшей и сбегавшей ветвей тормозной ленты, которая действует на подъемный вал буровой лебедки. Установлено влияние реактивных сил подвижных фрикционных накладок, находящихся на тормозном шкиве, на величину нормальной результирующей силы

In materials of the article estimation of normal resulting force, arising up from the pulls of branch of brake ribbon which operates on the lifting bellow of boring winch appearing suddenly and running back, is given. Influencing of reactions from the mobile frictional protective straps found on a brake pulley is set, on normal resulting force

Для забезпечення програми видобування нафти і газу в Україні з кожним роком зростають обсяги буріння. Це вимагає не тільки збільшення числа бурових установок, але й їхньої ефективності, шляхом зміни експлуатаційних параметрів нових та удосконалених конструкцій машин, агрегатів, механізмів та вузлів, з яких вони складаються. До них відносяться і фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які відіграють суттєву роль у надійній та ефективній роботі гальма при виконанні спуско-підйомних операцій в технологічному процесі буріння, незважаючи на те, що мають певні недоліки. До них відносяться: різке захоплення робочої поверхні гальмівного шківя робочими поверхнями фрикційних накладок при затягуванні гальмівною стрічкою, яке супроводжується поштовхами; недостатня гнучкість гальмівної стрічки в зв'язку з тим, що на ній знаходяться фрикційні накладки; слабе гальмування при зміні напрямку обертання гальмівного шківя; суттєва різниця у величинах експлуатаційних параметрах, які реалізуються на набігаючій та збігаючій гілках стрічки; різка зміна гальмівного моменту при зміні коефіцієнта тертя; підвищене зношування найслабшого елемента фрикційної ланки – робочої поверхні [1, 2]. Все це призвело до розробки нових типів фрикційних вузлів – багатопарних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Особливістю конструкції такого гальма є те, що на робочу поверхню гальмівного шківя посаджені з натягом за рахунок пружних елементів фрикційні накладки, які з'єднані між собою в бандаж. Гальмування здійснюється зовнішніми («внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок») та внутрішніми («внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня галь-

мівного шківя») парами тертя стрічково-колодкового гальма.

В роботах [3, 4] наголошено на наступні основні переваги багатопарних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: можливість брати участь у процесі гальмування двох поверхонь фрикційних накладок, що суттєво збільшило їхній ресурс; виконання функцій додаткового гальма зовнішніми парами тертя гальма; вирівнювання питомих навантажень та лінійного зношування поверхонь накладок за рахунок їхнього почергового попадання в процесі гальмування під різні гілки гальмівної стрічки; неможливість досягнення внутрішньою поверхнею накладок допустимої температури для їхнього матеріалу, тобто 390°C (фрикційні накладки марки ФК-24 А), завдяки розвантаженню внутрішніх пар тертя гальма за рахунок роботи зовнішніх пар тертя.

В роботі [5] наведено оцінку динаміки взаємодії багатопарних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма, але не показано, яке навантаження складає результуюча реакція від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки (звільненої від фрикційних накладок) на підйомний вал лебідки та його підшипникові вузли.

Натяги набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки суттєво впливають на: динамічні коефіцієнти взаємного перекриття пар тертя; нормальні сили, що діють з боку гілок стрічки на накладки; питомі навантаження в зоні контакту; динамічні коефіцієнти тертя; виконану роботу тертя та потужність гальмування.

Оцінка величин натягів набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки є важливою не тільки з точки зору абсолютних зна-

чень S_H , оскільки в більшості випадків S_3 приймається сталою величиною, але й їхньої різниці $S_H - S_3 = F_T$ (де F_T – сила тертя), а також відношення $\frac{S_H}{S_3} = e^{f\alpha}$ (де e – основа натурального логарифму; f – динамічний коефіцієнт тертя; α – кут охоплення гальмівною стрічкою шківа).

На рис. 1 зображено схему для розрахунку натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та епюри їхньої зміни в стані спокою пар тертя стрічково-колодкового гальма.

На епюрі введено позначення $S_m = \frac{S_H + S_3}{2}$ – середнє значення натягу гілки стрічки. Необхідно зауважити, що його величина на епюрі зміщена в бік набігаючої гілки стрічки. Нульова точка O на епюрі вказує на поділ стрічки на набігаючі та збігаючі ділянки.

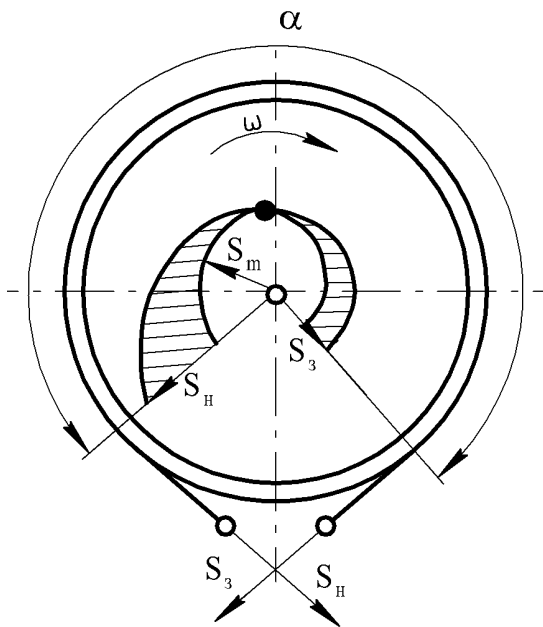
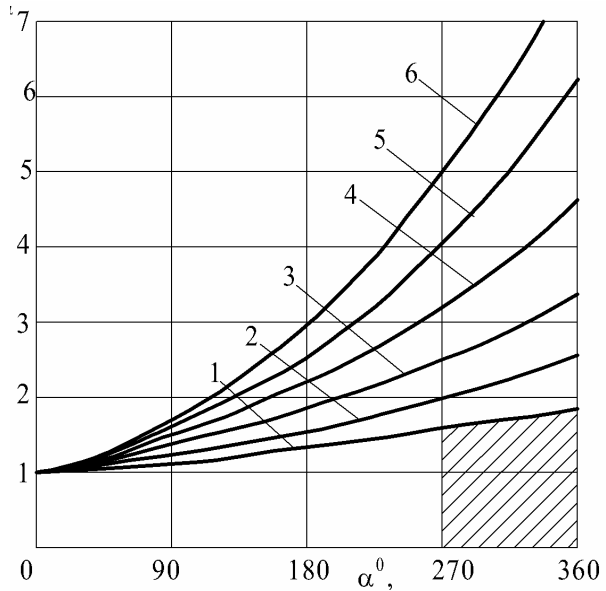


Рисунок 1 – Схема для розрахунку натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та епюри їхньої зміни в стані спокою пар тертя стрічково-колодкового гальма

Зміну величини $\frac{S_H}{S_3} = e^{f\alpha}$ від кута охоплення (α) гальмівною стрічкою шківа при різних динамічних коефіцієнтах тертя (f) між парами тертя стрічково-колодкового гальма зображена на рис. 2. Заштрихована зона (α) характеризує найбільш вживані кути охоплення в сучасних стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок.

Аналіз графічних залежностей рис. 2 засвідчив, що максимальне значення динамічного коефіцієнта тертя (f), яке реалізується в парах тертя стрічково-колодкового гальма, не перевищує 0,35.



1 – $f=0,1$; 2 – $f=0,15$; 3 – $f=0,2$; 4 – $f=0,25$; 5 – $f=0,3$; 6 – $f=0,35$

Рисунок 2 – Зміна величини $e^{f\alpha}$ залежно від кута охоплення (α) гальмівною стрічкою шківа при різних значеннях динамічних коефіцієнтів тертя між парами тертя стрічково-колодкового гальма

В роботі [2] показано, що максимальне навантаження на підйомний вал бурової лебідки складає приблизно 200 кН, але не встановлено, яку долю складає результуюча реакція від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки (рис. 3 а, б). Вказану результуючу реакцію необхідно знати при проектуванні підйомного вала оскільки вона спричинює його згин.

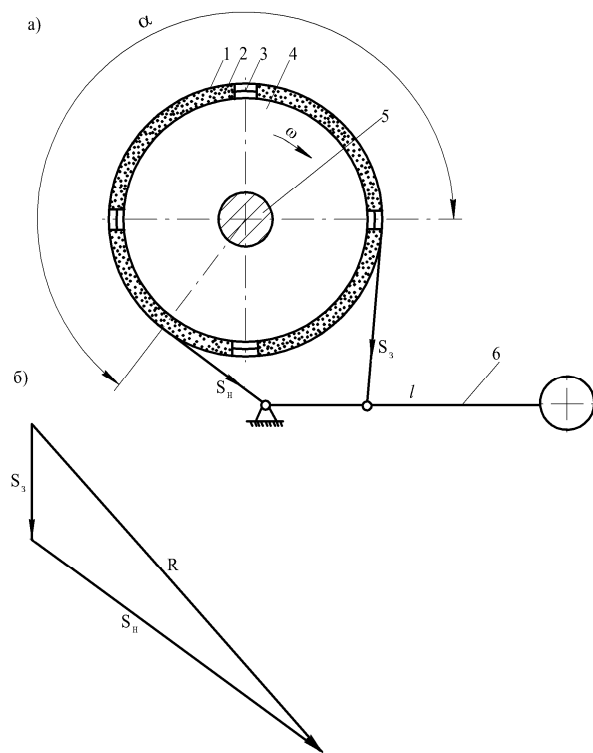
Результуючу реакцію R при сталому натягу збігаючої ($S_3 = 5,0$ кН) та змінному натягу набігаючої гілок гальмівної стрічки при різних кутах охоплення ($\alpha = 270; 285; 320; 330; 345; 350$) нею гальмівного шківа залежно від динамічного коефіцієнта тертя ($f = 0,1 \div 0,35$) в парах тертя стрічково-колодкових гальм визначено за залежністю вигляду

$$R = \sqrt{S_H^2 + S_3^2 - 2S_H S_3 \cos \beta}, \quad (1)$$

де β – кут між лініями дії натягів набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки в силовому багатокутнику].

За результатами розрахунків, виконаних за залежністю (1), побудовано графічні залежності (рис. 4).

З рис. 4 випливає, що при куті охоплення $\alpha = 270^\circ$ в діапазоні зміни динамічного коефіцієнта тертя (f) від 0,1 до 0,35 натяг набігаючої гілки стрічки збільшується від 8,0 до 26,05 кН (в 3,25 рази). При цьому величина результуючої реакції збільшилася від 9,43 до 26,53 кН (в 2,81 рази). В той же час при куті охоплення 350° маємо: S_H зріс від 9,21 до 42,4 кН (в 4,71 рази), а R – від 4,37 до 37,5 кН (в 8,58 рази).



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційні накладки; 3 – пружні елементи; 4 – гальмівний шків; 5 – підйомний вал; 6 – важіль керування стрічково-колодковим гальмом

Рисунок 3 – Кінематична схема стрічково-колодкового гальма (а) та силовий багатокутник (б) для визначення реакції, яка діє на його підйомний вал

Встановлено, що при зміні α від 270° до 350° при сталому динамічному коефіцієнті тертя $f = 0,1$ S_n збільшився в 1,15 рази, а R зменшилася в 2,15 рази від 9,43 до 4,37 кН. При $f = 0,35$ S_n збільшився у 1,63 рази (від 26,05 до 42,41 кН), а R — в 1,41 рази (від 26,53 до 37,5 кН).

В роботі [5] виведено такі аналітичні залежності для визначення:

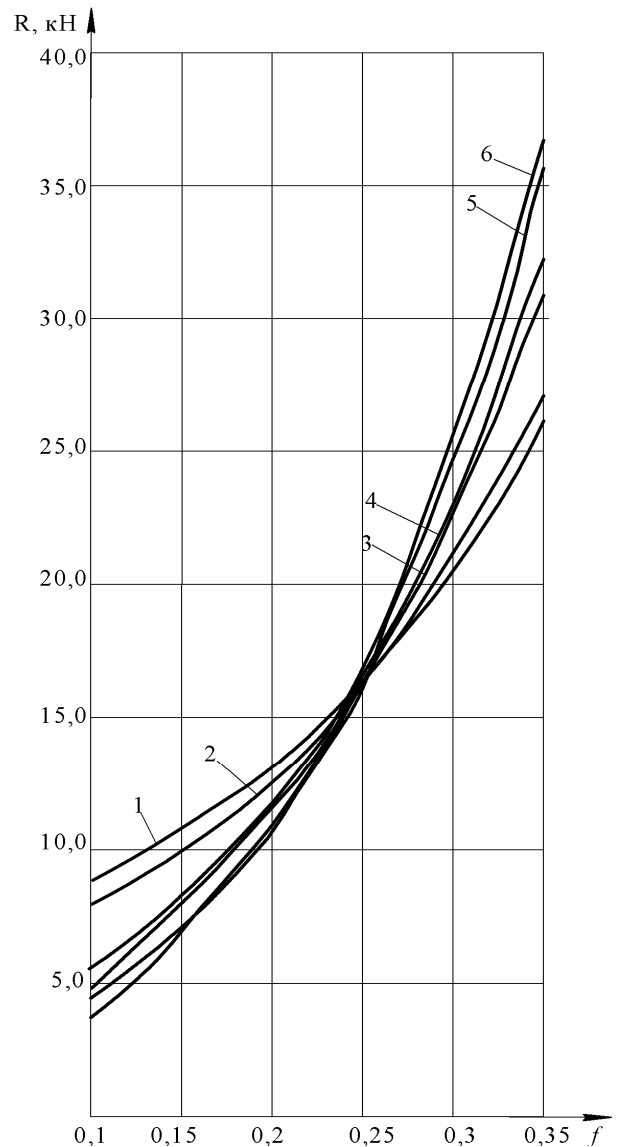
складових сил результуючої нормальної сили R^φ

$$\Delta F_H^{X2} = -c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right); \quad (2)$$

$$\Delta F_H^{Y2} = c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right); \quad (3)$$

результуючої нормальної сили R^φ , яка зміститься від осей X і Y на величини

$$R^\varphi = \sqrt{\Delta F_H^{X2} + \Delta F_H^{Y2}}; \quad (4)$$



1 – $\alpha = 270^\circ$; 2 – $\alpha = 285^\circ$; 3 – $\alpha = 320^\circ$; 4 – $\alpha = 330^\circ$; 5 – $\alpha = 345^\circ$; 6 – $\alpha = 350^\circ$

Рисунок 4 – Зміни результуючої реакції (R) при різних натягах набігаючої (S_n) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки залежно від динамічного коефіцієнта тертя (f) в парах тертя стрічково-колодкового гальма

кута, під яким буде напрямлена результуюча нормальної сили R^φ

$$\Omega = \arctg \frac{\Delta F_H^Y}{\Delta F_H^X}; \quad (5)$$

точки прикладання результуючої нормальної сили R^φ , яка зміститься від осей X і Y на величини

$$\Delta_{3M}^X = \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tg \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \left[\left(1 + 2 \frac{\sin \varphi}{2} \right) \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} + \varphi \right) - \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]; \quad (6)$$

Таблиця 1 – Початкові дані та результати розрахунку результуючої нормальної сили (R^φ), яка діє на фрикційну накладку, та кутів її нахилу до горизонталі (Ω) і спрямування (μ)

$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$	$\varphi_0, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	$c, \text{кН/м}$	$x_0, \text{мм}$	$n, \text{шт}$	$\Delta F_H^x, \text{кН}$	$\Delta F_H^y, \text{кН}$	$R^\varphi, \text{кН}$	$\Omega, ^\circ$	$\Delta_{3M}^x, \text{м}$	$\Delta_{3M}^y, \text{м}$	$\mu, ^\circ$
75,0	15,0	30,0	37,5	20,0	20,0	4	9,57	-1,06	9,63	-6,3	-0,524	0,177	18,15
50,0	10,0		25,0	16,0		6	5,13	-0,34	5,14	-3,79	-0,068	0,052	39,70
37,5	7,5	18,8	14,0	8		3,78	-0,15	3,78	-2,27	0,002	0,024	65,26	
15,0	3,0	7,5	12,0	20		1,16	-0,005	1,16	0,26	0,010	0,031	45,27	
10,0	2,0	5,0	10,0	30		0,65	0,003	0,65	0,24	0,006	0,009	44,86	

$$\Delta_{zm}^Y = \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tg \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \left[\left(1 + 2 \frac{\cos \varphi}{2} \right) \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) - \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]; \quad (7)$$

кута, під яким буде напрямлена результуюча нормальній сили R^{φ}

$$\mu = \arctg \frac{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{zm}^Y}{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{zm}^X}. \quad (8)$$

В наведених залежностях (2)-(8) використано позначення: c – жорсткість пружного елемента; x_0 – переміщення пружного елемента; R, R_0 – внутрішній та зовнішній радіуси фрикційної накладки; φ_0, φ – кути повороту: важеля керування та барабана при гальмуванні; α, β – кути: охоплення накладкою робочої поверхні шківів та між торцями накладок.

Оцінимо розрахункові можливості отриманих залежностей (2)-(8) для натурального стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Початкові дані та результати розрахунків наведено в табл. 1.

Особливості виконаних розрахунків з визначення результуючої нормальній сили (R^{φ}), яка діє на фрикційну накладку, і кутів її нахилу до горизонталі (Ω) та спрямування (μ) полягають в наступному. Обчислення проведено при однаковій роботі тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальма за рахунок сталого коефіцієнта перекриття ($k_{\text{вз}} = 0,833$). Його стала величина якого досягалася різною кількістю фрикційних накладок на робочій поверхні шківів ($n = 4; 6; 8; 20; 30 \text{ шт}$) при змінній величині їхнього кута охоплення ($\alpha = 75; 50; 37,5; 15; 10^\circ$). Пружні елементи, які з'єднували між собою накладку в бандаж, мали змінну жорсткість ($c = 20 - 10 \text{ кН/м}$), що забезпечило неоднаковий кут переміщення накладку по робочій поверхні шківів ($\varphi = 37,5; 25; 18,8; 7,5; 5^\circ$) під дією усередненого значення питомого навантаження у внутрішніх парах тертя гальма $p = 0,6 \text{ МПа}$. При цьому у всіх випадках розрахунків кут переміщення важеля керування становив $\varphi = 30^\circ$.

Аналіз отриманих даних дозволив сформулювати наступні висновки:

- зі збільшенням кількості накладок на робочій поверхні шківів результуюча нормальній сили (R^{φ}) суттєво зменшується, що дозволило при кутах охоплення накладкою шківів ($\alpha = 10$ і 15°) відмовитися від пружних елементів між накладками;

- кут нахилу до горизонталі (Ω) результуючої нормальній сили (R^{φ}) змінюється від ($-6,3^\circ$) до ($0,24^\circ$) і абсолютно не впливає на загальну динаміку широких фрикційних накладок;

- кут спрямування (μ) результуючої нормальній сили (R^{φ}) при зменшенні кута охоплення

накладкою шківів (α) від $75,0$ до $37,5^\circ$ збільшується, відповідно, від $18,15$ до $62,26^\circ$, що дозволило сприймати навантаження не тільки ділянками підйомного вала біля опор, а також частково самими опорами;

- широкі фрикційні накладку, які знаходяться в затисненому стані робочою поверхнею гальмівної стрічки на другій стадії гальмування своєю результуючою нормальній сили (R^{φ}) сприяють збільшенню реакції (R) від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки.

Таким чином, на основі проведеного динамічного аналізу можна констатувати:

- зі збільшенням кута охоплення гальмівною стрічкою шківів від 270 до 350° та динамічного коефіцієнта тертя від $0,1$ до $0,2$ має місце зменшення результуючої реакції R , яка діє на підйомний вал бурової лебідки;

- зі збільшенням кута охоплення гальмівною стрічкою шківів від 270 до 350° та динамічного коефіцієнта тертя від $0,2$ до $0,35$ має місце тенденція збільшення результуючої реакції R , яка спричинює деформацію згину підйомного вала бурової лебідки.

Таким чином, встановлено що на другій стадії гальмування багатопарним стрічково-колодковим гальмом сумарна результуюча нормальній сила, яка діє від гальмівного шківів на його рухому накладку та від натягів гілок гальмівної стрічки складає 25% від усього навантаження, яке сприймає підйомний вал бурової лебідки.

Література

- 1 Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им. Н.Э. Баумана и ГПУ «Высшая школа», 2000. – 550 с.
- 2 Ильский А.Л., Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л. Ильский, Ю.В. Миронов, А.Г. Чернобыльский – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 3 Крижанівський Є.І. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 2 / Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 215 с.
- 4 Вирівнювання навантаженості в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, Н.М. Стебелецька // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2007. – №2(23). – С.27-34.
- 5 Взаємодія пар тертя в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / Д.О. Вольченко, В.М. Воробійов, І.О. Бекіш // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2006. – №2(4). – С. 64-70.

Стаття постуила в редакційну колегію
28.01.09

Рекомендована до друку професором
Копєсєм Б.В.