

УДК 621.863.2

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.83

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ НА СТІЙКІСТЬ

Фідровська Н. М.<sup>1</sup>, Нестеренко В. В.<sup>2</sup>, Караван Р. А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<sup>2</sup>Первомайська філія Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова

***Анотація.** Проблеми стійкості канатних барабанів є досить актуальними. Проведені дослідження дозволили отримати нову методичку розрахунків циліндричних оболонок на стійкість, яка враховує не тільки довжину оболонки, але і жорсткість з'єднання з лобовинами. Крім цього, було отримано розрахункову формулу для визначення критичного тиску овальної оболонки, яка дає досить добре співпадіння із результатами експериментів американських вчених. Проведені дослідження дозволили дійти висновку, що параметри канатних барабанів дозволяють повністю виключити необхідність встановлення кілець і ребер жорсткості.*

***Ключові слова:** канатний барабан, стійкість обичайки, критичний тиск, критичне навантаження, ребра жорсткості.*

### Вступ

Надійність канатного підйому в основному залежить від міцності та стійкості канатного барабана. Якщо за товщини обичайки, яка отримана розрахунком на міцність, стійкість не забезпечується, то або її товщина повинна збільшуватися, або виникає необхідність встановлення елементів жорсткості. Перший шлях веде до збільшення металоємкості барабана, а другий, крім цього, ще й ускладнює технологію виготовлення. Для забезпечення стійкості обичайки канатного барабана використовують підкріплювальні елементи – кільця або поздовжні ребра жорсткості, хоча це конструктивне рішення має ряд недоліків. Забезпечуючи стійкість конструкції, додаткові елементи жорсткості є одночасно джерелом концентрації напружень у зоні їх контакту з циліндричною обичайкою барабана, що викликає досить високі локальні напруги. Ці напруги можуть бути вирішальними, тому що для барабанів із чавуну міцність при згині становить половину міцності на стиск.

Під час експлуатації підйомних пристроїв відомі випадки руйнування канатних барабанів. Але причиною цього завжди був напружений стан, який не загрожував втратою стійкості обичайки, але який призводив до руйнування втомного характеру. Ускладнення технології виготовлення барабанів не може бути виправданим і потрібно навпаки, вивільняти конструкцію від зайвих елементів із точки зору стійкості. Тому зменшення металоємності обичайки канатного барабана та забезпечення його на-

дійної роботи є досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

### Аналіз публікацій

В роботі [1] розглянуто напружений стан оболонок і діафрагм шахтних підйомних машин на прикладі шахтної підйомної машини ШПМ БЦК 8/5х2,7, призначеної для роботи на глибині до 1200 метрів. Було відмічено, що тріщини з'являються у зварних швах косинок і ребер. Ремонт тріщин виконувався шляхом видалення наплавленого металу і повторного заварювання.

Періодичність ремонтів складала від 2 до 3 місяців. У випадку позапланової зупинки машини було відмічено, що тріщини в ремонтних швах поновлювалися через 10–14 днів після ремонту і не розвивалися.

В наступних ремонтах, крім заварювання швів, проводилося посилення діафрагм односторонніми накладками в місцях тріщиноутворення. Але тріщини продовжували розвиватися в ремонтних швах і основному металі накладок і діафрагм по границі накладки. В міжремонтний період (2–3 місяці) одна із тріщин в діафрагмі розвивалася на всю ширину кільця з виходом в основний метал оболонки.

Багатократні ремонти тріщин і посилення місця їх виникнення в кільцях діафрагм не зупинили процесу тріщиноутворення.

В роботі [1] визначено напружено-деформований стан оболонок і діафрагм, викликаний навантаженням навантаженого каната. Запропонована методика розрахунку врахо-

увала послаблення раніше навитих витків каната внаслідок стиску оболонки під час навивання наступних витків. Також визначено напружено-деформований стан діафрагм при осесиметричному навантаженні, яке передається від оболонки барабана на діафрагми. Це навантаження визначається співвідношенням жорсткостей діафрагми й оболонки по відношенню до такого навантаження.

Зроблено висновок про наявність концентраторів напружень у вигляді шорсткості поверхні у вирізах діафрагм після вогневої різки і наявність дислокації в зоні термічного впливу під час вогняної різки, а також остаточні напруження у зварній конструкції. Крім цього, був зроблений висновок про вплив вирізів у діафрагмі на появу неосесиметричного складового зусилля, яке діє між оболонкою і діафрагмою. Якщо канат намотується близько до діафрагми, то зовнішнє навантаження є локальним не тільки в осьовому, але і в кільцевому напрямку, тобто має неосесиметричну складову. Проведені в роботі [1] розрахунки показали, що жорсткість діафрагми по відношенню до циклічного навантаження та її площини значно більше жорсткості оболонки. Тому місцеве навантаження, що є близьким до місця з'єднання оболонки з діафрагмою, майже повністю сприймається діафрагмою. Було відмічено, що більш точне визначення довжини в подовжньому напрямку зони, в межах якої циклічне або локальне навантаження сприймається діафрагмою, являє собою досить складну задачу.

Максимальні радіальні напруження дорівнюють сумі осесиметричної й неосесиметричної складових за умов плоскої деформації й напружень згину, кільцеві напруження – сумі осесиметричної складової при плоскій деформації та місцевих напружень згину в кутах вирізів.

В роботі [1] тиск каната на обичайку барабана приймається постійним, не враховується вплив сил тертя між канатом і барабаном та вплив закріплення обичайки на лобовинах. Крім цього, визначення місцевих напружень у зоні зварювання є дуже наближеним.

В роботі [2] приведені результати досліджень канатних барабанів, які мають кільця жорсткості. Показано, що канатні барабани сприймають циклічні навантаження і місцеві пікові напруження, особливо в місцях зварювальних швів. Це і є причиною появи та роз-

витку втомлювальних швів. Складено програму розрахунку напружено-деформованого стану оболонки без підкріплювальних елементів і з кільцями жорсткості. Питання стійкості обичайки канатного барабана у статті не розглядалися.

В роботі [3] розроблено емпіричний метод будування параметричної моделі обичайки барабана шахтної підйомної машини. Питання стійкості барабана не розглядалися.

В роботі [4] розроблено чисельне моделювання динаміки механізму підйому в кабельному крані. Питання стійкості барабана не розглядалися.

В роботі [5] проведено моделювання механізму підйому вантажу. Використовували чотиримасову динамічну модель. На основі вибору характеру зміни прискорення механізму підйому вантажу досягнуто усунення динамічних навантажень у канаті під час устанавленого руху. Питання стійкості барабана не розглядалися.

Все це дозволяє стверджувати, що дослідження стійкості канатного барабана є потрібним. У зв'язку з цим у нашому дослідженні звернено увагу на теорію стійкості обичайки барабана для виявлення помітних резервів і можливості застосування більш надійних, більш технологічних і у багатьох випадках – менш металоемних барабанів.

### Мета і постановка завдання

Метою дослідження є визначення методики для розрахунку канатних барабанів у процесі конструювання вантажопідйомних машин.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- провести дослідження канатного барабана під дією зовнішнього навантаження;
- визначити параметри та їх вплив на критичне навантаження канатного барабана;
- розробити нову методику розрахунку обичайки канатного барабана на стійкість.

### Розрахунок стійкості канатного барабана

Втрата стійкості стінки барабана, навантаженого витками каната, може призвести до аварійної ситуації, значних втрат на ремонтні роботи. Тому під час проектування канатних барабанів у більшості випадків проводять розрахунок на стійкість обичайки.

В шахтних барабанах питання стійкості обичайки стоїть більш гостро, ніж у кранових. Пояснюється більшим відношенням  $R/\delta$ , як свідчать дослідження багатьох авторів [1,

3, 4, 6–9]. Випадків втрат стійкості шахтних барабанів дуже мало, а ті, що мали місце, були результатами помилкової конструкції, яка не враховувала пружних деформацій обичайки барабана. Ще менше відомо випадків втрати стійкості кранових барабанів.

Розрахунки на стійкість канатних барабанів базуються на дослідженні [10], де розглянуто гладку тонкостінну трубу, краї якої вільно обпираються. Але в цьому рішенні величина критичного тиску недооцінювалась. Не було враховане закріплення країв обичайки, довжина якої є відносно невеликою, а також тиск приймався по всій оболонці постійним, який мав максимальне значення. Це приводить до безпідставного збільшення товщини стінки барабана або підсилення її кільцями або ребрами.

Зовнішній тиск, зумовлений витками каната, який намотується на барабан, може діяти на частині барабана або по всій його довжині. Дослідження авторів [11] показали, що розрахунки на стійкість треба виконувати за умов завантаженості стінки барабана по всій його довжині або ввести в конструкцію барабана додаткові ребра жорсткості.

Розглядаючи конкретні параметри кранових барабанів, зроблено висновок, що кількість півхвиль згину оболонки в поперечному перерізі  $n=3$ , зрідка –  $n=2$ . У випадку пружної роботи стінки барабана для визначення критичного тиску використовують формулу Мізеса [12]

$$p_k = \frac{E \cdot \varepsilon}{R} \cdot \left[ \frac{1}{(n^2 - 1) \cdot N} + \frac{\delta^2}{12 \cdot (1 - \nu^2) \cdot R^2} \cdot (n^2 - 1 + \frac{2 \cdot n^2 - 1 - \nu}{N}) \right], \quad (1)$$

$$\text{де} \quad N = 1 + \frac{n^2 \cdot l^2}{\pi^2 \cdot R^2}, \quad (2)$$

$l$  – відстань між лобовинами або ребрами жорсткості;

$n$  – кількість півхвиль при втраті стійкості, яке відповідає мінімальному значенню  $p_k$ .

Значення  $n$  визначають експериментальним методом або за допомогою побудованих графіків або таблиць значень  $p_k$  у функції параметрів  $l/R$  та  $\delta/R$ .

В роботі [13] автор запропонував визначати критичне навантаження для кругового кільця, на яке діє рівномірно розподілена стискувальна сила

$$p_{kp} = \frac{24 \cdot E_b \cdot J_b}{D_b^3}, \quad (3)$$

де  $E_b$  – модуль пружності матеріалу стінки барабана;  $J_b$  – момент інерції перерізу стінки барабана;  $D_b$  – діаметр барабана по середній лінії стінки.

Для ширини  $b$

$$J_b = \frac{b \cdot \delta^3}{12}, \quad (4)$$

$$\text{Тому} \quad p_{kp} = 2 \cdot \frac{E_b \cdot b \cdot \delta^3}{D_b^3}. \quad (5)$$

Оскільки при коефіцієнті запасу стійкості  $n$

$$p_{kp} = np = \frac{2 \cdot n \cdot S_b}{D_b}, \quad (6)$$

$$\text{то} \quad \delta = \sqrt[3]{\frac{n \cdot S_b \cdot D_b^3}{E_b \cdot b}}. \quad (7)$$

$$\text{При } n \geq 2 \quad \delta \geq 1.25 \sqrt[3]{\frac{S_b \cdot D_b^3}{E_b \cdot b}}. \quad (8)$$

В навчальній літературі при розрахунках на стійкість запас стійкості циліндричної стінки барабана приймають за умови:

$$n = \frac{\sigma_{kp}}{\varphi \cdot \sigma_{ct}} \geq [n], \quad (9)$$

де  $[n]$  – рекомендований запас стійкості;  $[n] = 1,7$  – для сталевих барабанів;  $[n] = 2$  для чавунних барабанів;  $\sigma_{кр}$  – критичне напруження в циліндричній стінці за формулою Папковича [14]

$$\sigma_{kp} = 0.92 \cdot E_b \cdot \frac{\delta}{l} \cdot \sqrt{\frac{2\delta}{D_b}}, \quad (10)$$

Коефіцієнт впливу деформації стінки барабана і каната розраховується за формулою:

$$\varphi = \left( 1 + \frac{E_k \cdot F_k}{E_b \cdot \delta \cdot t} \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (11)$$

де  $E_k$  – модуль пружності сталевих канатів;  $F_k$  – площа перерізу всіх д्रोцинок каната.

Критичне напруження не може перевищувати  $0,8 \sigma_t$  для сталевих барабанів та не більше  $0,6 \sigma_b$  для чавунних. Якщо фактичний запас стійкості буде меншим рекомендованого,

то пропонують, або збільшити товщину обичайки, або встановити елементи жорсткості (ребра і кільця жорсткості).

Проведений аналіз рішень, які використовуються в теорії стійкості, показав, що для параметрів кранових барабанів величини коефіцієнта запасу стійкості обичайки є завищеними.

На рис. 1 наведено параметри реальних барабанів і показано результати розрахунків.

Крива *a* відповідає залежності (9). Крива *b* – залежності Папковича (10).

Якщо враховувати вплив пружного з'єднання лобовини з обичайкою, то розрахунок треба вести по (14).

При  $\delta = \delta_l$  і  $r/R = 1/2$  отримуємо криву *v*.

Для оцінки  $p_{кр}$  був вибраний метод варіаційного числення з використанням рівняння Ейлера змішаної варіаційної задачі у розробці С. М. Кана [15].

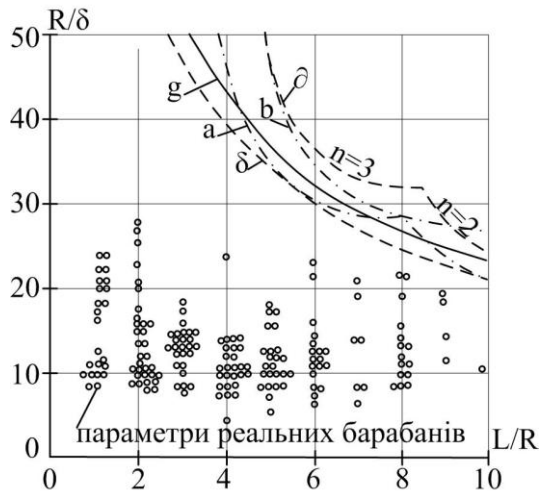


Рис. 1. Параметри канатних барабанів

Для врахування пружності закріплення країв обичайки барабана з лобовинами був введений коефіцієнт  $\theta$  [16]

$$\theta = \pi^4 \sqrt{\frac{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 1,5}{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 0,21}}, \quad (12)$$

де

$$\psi_0 = 2,6 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{R}{\delta}} \left(\frac{\delta}{\delta_l}\right)^3, \quad (13)$$

$$C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + (1 - \nu) \cdot \frac{r^2}{R^2}},$$

де  $\delta_l$  – товщина стінки лобовини;  $r$  – радіус лобовини;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Залежність коефіцієнта  $\theta$  від параметрів барабана наведена на рис. 2.

Критичний тиск для обичайки канатного барабана можна визначити з формули:

$$p = \frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[ 1 + \frac{\theta^4 R^6 E \delta}{DL^4 n^4 (n^2 - 1)} \right], \quad (14)$$

де  $D$  – циліндрична жорсткість барабана

$$D = \frac{E \cdot \delta^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}. \quad (15)$$

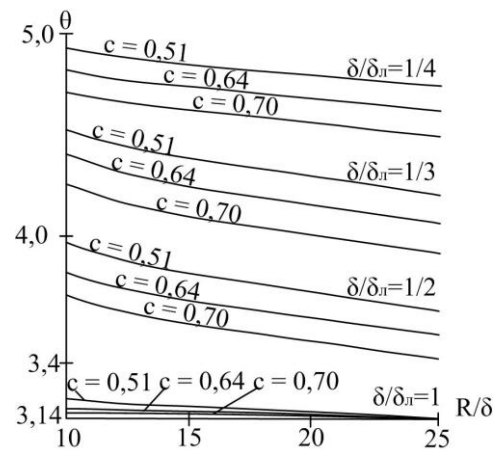


Рис. 2 Залежність коефіцієнта  $\theta$  від параметрів барабана

#### Обговорення результатів дослідження стійкості канатного барабана

Проведені експерименти [9] показали, що і формула (10) нехтує стійкістю оболонки, тому що реальний критичний тиск удвічі, а іноді і втричі перевищує розрахункове значення.

Випадок, коли циліндрична оболонка завантажена не повністю, а тільки ділянка шириною  $b$ , є дуже цікавим і також потребує дослідження. Отримано розрахункову формулу для критичного тиску [9]:

$$p_{кр} = \frac{\frac{D \cdot (n^2 - 1)}{R^3} \cdot \left[ 1 + \left(\frac{\pi}{L}\right)^4 \cdot \frac{R^6 \cdot E \cdot \delta}{D \cdot n^4 \cdot (n^2 - 1)^2} \right]}{\frac{b}{L} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \sin \frac{\pi \cdot (L + b)}{L} - \sin \frac{\pi \cdot (L - b)}{L} \right]}, \quad (16)$$

Проведені експерименти дали змогу здійснити порівняльну характеристику рис. 6.

Початкові відхилення від геометричної форми оболонки зменшують її стійкість. Була отримана формула для критичного тиску еліптичної оболонки [9]:

$$P_{kp} = \frac{1}{2k-1} \cdot \left[ \frac{64 \cdot D \cdot (n^2 - 1)}{b^3 \cdot \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}} + \left( \frac{\theta}{L} \right)^4 \times \frac{E \cdot \delta \cdot b^3 \cdot \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}}{64 \cdot n^4 \cdot (n^2 - 1)} \right], \quad (17)$$

де  $k=a/b$ , а та  $b$  – півосі еліпса.

В роботі [17] автори досліджували вплив еліптичності оболонки (рис. 3) на величину критичного навантаження.

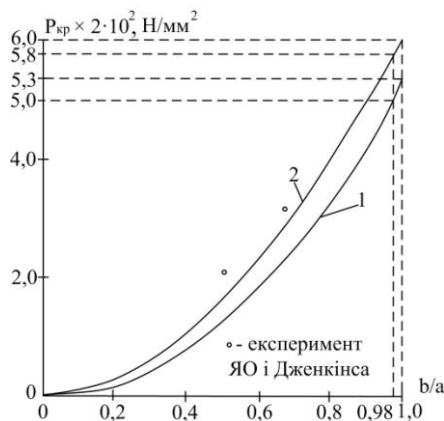


Рис. 3. Вплив еліптичності циліндричних оболонок на критичне навантаження.

Крива 1 відповідає розрахунку [17], крива 2 відповідає значенням критичного тиску по (30). Як бачимо, отримана формула критичного тиску більш наближена до експериментальних точок американських авторів.

### Висновки

1. Проведені дослідження показали, що стінка канатного барабана під дією зовнішнього навантаження, яке виникає під час намотування каната, за тих співвідношень радіуса і довжини барабана й товщини стінки барабана втратити стійкість не може.

2. Отримана інженерна методика розрахунку обичайки канатного барабана дала змогу зробити висновок, що за вимогами у всіх випадках запас на місцеву стійкість обичайки є більшим, ніж на міцність, тобто стійкості не викликають потовщення стінки.

3. Як бачимо, вплив еліптичності на критичний тиск у можливій для кранових барабанів області ( $b/a \geq 0,95$ ) не перевищує 14 % за даними в роботі [34] і 8 % – за розрахунком по (30). Пружне з'єднання лобовини і стінки барабана значно збільшує критичне навантаження. Початкова можлива овальність обичайки барабана не створює суттєвого впливу на критичне навантаження.

### Література

1. Напряженное состояние оболочек и диафрагм шахтных подъемных машин / Маневич А. И., Бичуч А. И. // Підійомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. 2003. № 1. С. 3–16.
2. К оценке прочности стенки канатного барабана с подкрепляющими кольцами жесткости / Нестеренко В. В., Фидровская Н. Н. // Підійомно-транспортна техніка. 2009. № 4. С. 112–117.
3. Semiempirical method of creation of generalized parameter-oriented model of mine hoist drum shell. / Zabolotny K. S., Rutkovskiy M. A. // Scientific University National Mountain. 2012. Issue 4. P. 88–92.
4. Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. / Grigorov O., Druzhynin E., Anishchenko G., Strizhak M., Strizhak V. // International Journal of Engineering & Technology. 2018.
5. Analysis for dynamic characteristics in load-lifting system Issue 7 (4.3). P. 64–70. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19553.of the crane. / Pu H., Xie X., Liang G., Yun X., Pan H. // Procedia Engineering. 2011. № 16. P. 586–593.
6. Ковальський Б. С., Кожин С. В. Барабаны грузо-подъемных машин: уч.пособ. Харьков, 1969. 164 с.
7. Федорова З. М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники: уч. пособ. Киев, 1976. 296 с.
8. Морозов Б. А. Исследование прочности шахтных подъемных машин – вопросы теории и эксплуатации подъемно-транспортных машин: уч. пособ. Москва, 1951. 26 с.
9. Фідровська Н. М. Канатні барабани: монографія /Н. М. Фідровська. Харків: «НІМІ», 2012. С. 190–195.
10. Яо Д. К., Дженкинс В. К. Выпучивание эллиптических цилиндров под нормальным давлением. Ракетная техника и космонавтика, 1970. Т. 8. 25–31 с.
11. Buckling of a finite Length Cylindrical Shell Under a Circumferential Band of Pressure, 6. / Almroth B. O., Brush D. O. // Aerospace Sciences. 1961. Issue 7. P. 213.

### References

1. Napriazhennoe sostoianye obolochek y dyafrahm shakhtnykh pod'emnykh mashyn / Manevych A. Y., Bychuch A. Y. // Pidiomno-transportna

- tehnika, Naukovo-tehnichniyi ta vyrobnychiyi zhurnal. 2003. № 1.S. 3–16.
2. K otsenke prochnosti stenky kanatnoho barabana s podkreplaiushchymy koltsamy zhestkosti. / Nesterenko V. V., Fydovskaia N. N. // Pidiomno-transportna tekhnika. 2009. № 4. S. 112–117.
  3. Semiempirical method of creation of generalized parameter-oriented model of mine hoist drum shell. / Zabolotny K. S., Rutkovskiy M. A. // Scientif University National Mountain. 2012. Issue 4. P. 88-92.
  4. Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. / Grigorov O., Druzhynin E., Anishchenko G., Strizhak M., Strizhak V. // International Journal of Engineering & Technology. 2018.
  5. Analysis for dynamic characteristics in load-lifting system Issue 7 (4.3). P. 64–70. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19553.of the crane. / Pu H., Xie X., Liang G., Yun X., Pan H. // Procedia Engineering. 2011. № 16. P. 586–593.
  6. Kovalskiy B. S., Kozhyn S. V. Барабаны hрузорodъemnykh mashyn: uch.posob. Kharkov, 1969. 164 s.
  7. Fedorova Z. M., Lukyn Y.F., Nesterov A.P. Podъemnyku: uch. posob. Kyev, 1976. 296 s.
  8. Morozov B. A. Yssledovanye prochnosti shakhtnykh podъemnykh mashyn –voprosy teoryu y ekspluatatsyy podъemno-transportnykh mashyn: uch. posob. Moskva, 1951. 26 s.
  9. Fydovska N. M. Kanatni barabany: monohrafiia/N. M. Fydovska. Kharkiv: «NIMI», 2012. S. 190–195.
  10. Iao D. K., Dzhenskyns V. K. Выpучывание эллиптического цилиндра под нормальным давлением. Ракетная техника у космонавтыка, 1970. Т. 8. 25–31 s.
  11. Buckling of a finite Length Cylindrical Shell Under a Circumferential Band of Pressure, 6. / Almroth B. O., Brush D. O. // Aerospace Sciences. 1961. Issue 7. P. 213.

**Фідровська Н.М.**, доктор технічних наук, професор, кафедра будівельних та дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 тел. +380973969883 [nfidrovskaya@ukr.net](mailto:nfidrovskaya@ukr.net)

**Нестеренко В.В.**, Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова вул. Одеська, 107а, м. Первомайськ, 55201

тел.: 066-06-953-84 [vik6462@ukr.net](mailto:vik6462@ukr.net)

**Караван Р.А.**, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002 ; тел.+380966991251 [karavanaqw@gmail.com](mailto:karavanaqw@gmail.com)

### Methodology for calculating rope drums for stability

**Abstract.** *The problems of the stability of rope drums are quite urgent. The rope drum is in most cases a thin-walled shell, which, under the influence of external pressure from the rope, can lead to loss of stability. The stability issues of the drum shell, which is loaded with rope turns, are very important, because the safety and reliability of the rope hoist is directly related to them. The studies carried out made it possible to obtain a new method for calculating the stability of cylindrical shells, which takes into account not only the length of the shell, but also the rigidity of the connection with the head. In addition, a calculation formula was obtained to determine the critical pressure of the oval shell, which gives a fairly good agreement with the experiments of American scientists. The work also considered the effect of the difference in wall thickness on the critical load of the drum. The studies carried out made it possible to conclude that the parameters of the rope drums make it possible to completely eliminate the need to install rings and stiffeners. Also as a result of research it was found that the shell of the crane drum under the influence of a radial load cannot lose stability. Studies have shown that in all cases the stability margin of the rope drum shell is greater than the strength margin. In this case, the load created by the rope wound on the drum is considered, with the ratios of the radius of the drum and the rope typical for crane construction. In addition, a coefficient was established that takes into account the elasticity of the shell-head joint. The studies carried out have shown that such initial deviations of the drum shell shape as ovality do not give a significant increase in the critical load. The results obtained are quite important, since they allow reducing the metal consumption of the rope drum shell and at the same time ensuring its reliable operation. A decrease in metal consumption is achieved by reducing the thickness of the shell and the absence of the need to install rings and stiffeners. This will lead to a decrease in metal consumption and energy consumption of the crane itself, and also simplifies the technology of manufacturing a rope drum.*

**Key words:** *rope drum, shell stability, critical pressure, maximum load, stiffening ribs.*

**Fydovska N.M.**, PhD in Technical Sciences, Professor, Department of building and road cars Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine; тел. +380973969883 [nfidrovskaya@ukr.net](mailto:nfidrovskaya@ukr.net)

**Nesterenko V.V.** PhD Department of Power Machinery Pervomaisk branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding Odeska str., 107a, Pervomaisk, 55201, Ukraine

**Karavan R.A.** PhD student, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine, тел.+380966991251 [karavanaqw@gmail.com](mailto:karavanaqw@gmail.com).