

- ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2007. Вип. 42. С. 137-140.
13. Ємельяненко М.Г. Розробка та дослідження обладнання з пневмогідравлічним приводом для формування елементів конструкцій. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2011. Вип. 65. С. 371-375.
14. Ємельяненко М.Г. Наукове обґрунтування вібраційних машин з пневмо-гідроприводом для постадійного або двочастотного формування дрібноштучних бетонних виробів. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХНУБА, ХОТВ АБУ, 2013. Вип. 73. С. 318-322.
- Kharkiv: KHDTUBA KHOTV ABU, 2007. Vip. 42. S. 137-140.
13. Emelianenko M.G. Rozrobka ta doslidzhennya obladnannya z pnemogidravlichnim privodom dlya formuvannya yelementiv konstruktсий. *Naukoviy visnik budivnitstva*. Kharkiv: KHDTUBA, KHOTV ABU, 2011. Vip. 65. S. 371-375.
14. Emelianenko M.G. Naukove obgruntuvannya vibratsiynikh mashin z pnemmo-gidroprivodom dlya postadiynogo abo dvochastotnogo formuvannya dribnoshtuchnikh betonnikh virobiv. *Naukoviy visnik budivnitstva*. Kharkiv: KHNUBA, KHOTV ABU, 2013. Vip. 73. S. 318-322.

Emelianenko N.G., Rachkovskiy O.V. SCIENTIFIC SUBSTANTIATION OF THE METHOD OF CALCULATION OF VIBRATION MACHINES WITH PNEUMO-HYDRO-DRIVER FOR FORMATION OF SMALL-SCREW CONCRETE PRODUCTS. As a result of the analytical and experimental research, a method for calculating a vibro-pad with a pneumohydraulic drive is given, which takes into account the vibration modes, the parameters of the pneumatic system and the characteristics of the material (concrete mixture) in a complex manner. **Key words:** molding of small-piece concrete products, vibrating machines with pneumohydraulic drive, modeling of dynamic systems.

doi.org/10.29295/2311-7257-2021-103-1-270-274

УДК 621.829

Фідровська Н.М.¹, Хурсенко С.О.², Караван Р.А.¹

¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет
(вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002 Україна; e-mail: nfidrovskaya@ukr.net;
orcid.org/0000-0002-5248-273X)

² Українська інженерно-педагогічна академія
(вул. Університетська, 16, Харків, 61003 Україна; e-mail: sergeyhursenko@gmail.com)

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДО ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КАНАТНОГО БАРАБАНА

Питання міцності елементів машин завжди стоїть досить актуально, тому що міцність визначає такі важливі показники як надійність конструкції і її довговічність.

Методики розрахунку різних типів конструкцій ґрунтуються на застосуванні різних теорій. Складність металевих конструкцій обмежує можливість застосування для визначення їх напружено-деформованого стану точних методів будівельної механіки. Застосування комп'ютерної техніки і вибір нових програм дає можливість уточнити розрахункову практику, зробити її більш наближеною до дійсних умов до напружено-деформованого стану. Однією з таких теорій, яка дозволяє проводити точні розрахунки міцності і довговічності різних деталей машин, являється теорія кінцевих елементів.

У статті розглядається стінка канатного барабану як балка, яка защемлена з обох боків. Використовуючи метод скінчених елементів визначаємо поперечні сили, згинальні моменти та переміщення у стінці.

Ключові слова: барабан, канат, міцність, напружено-деформований стан, модуль пружності.

Вступ. Міцність стінок канатного барабану забезпечує в певній мірі надійність роботи механізму підйому. Крім цього, визначення геометричних та вагових параметрів барабану також залежить від забезпечення його міцності та сталості. Методика розрахунку міцності канатного барабану базується на формулі Леме для товстостінної безкінечної труби.

Огляд рішень. Великий внесок в теорію канатних барабанів зробили такі вчені, як Б.С. Ковальський [1], С.В. Кожин [2], Б.А. Морозов [3] та інші.

При розрахунку канатного барабана вважається, що канат при навивці під натягом T створює радіальний тиск на стінку, який визначається за формулою

$$\rho = \frac{T}{R} \quad (1)$$

де R – радіус барабана.

У багатьох авторів розрахунок спрощується і циліндрична стінка барабана замінюється нескінченною балкою на пружній основі.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо барабан як балку кінцевої довжини, защемлену з обох кінців і навантажену постійним зовнішнім тиском.

Ця система буде статично невизначена, тому застосовуємо для її вирішення метод скінчених елементів.

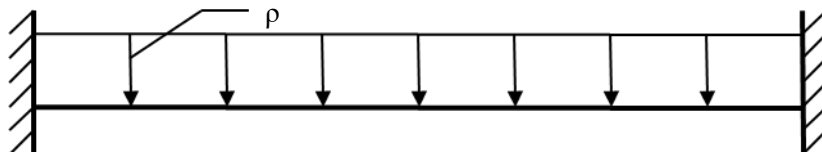


Рис. 1. Розрахункова схема

Ділимо балку на чотири однакових скінчених елемента. У кожному вузлу визначають лінійні та кутові переміщення.

За граничних вимог впливає що $W_1=0$.

Із симетрії балки і навантаження маємо $\omega_2=\omega_4$; $\varphi_2=-\varphi_4$; $\varphi_1=-\varphi_5$; $\varphi_3=0$

Зусилля в додаткових в'язях визначаємо за формулою

$$\begin{Bmatrix} R_i \\ M_i \\ R_j \\ M_j \end{Bmatrix} = EI \begin{pmatrix} \frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} & -\frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} \\ \frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} & -\frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} \\ -\frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} & \frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} \\ \frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} & -\frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} \end{pmatrix} \quad (2)$$

де E – модуль пружності; I – момент інерції.

Визначаємо зусилля які діють у вузлах скінчених елементів

$$F_1 = \frac{\rho l}{2}, \quad (3)$$

$$F_2 = \frac{\rho l}{2} + \frac{\rho l}{2} = \rho l, \quad (4)$$

$$F_3 = \frac{\rho l}{2} + \frac{\rho l}{2} = \rho l, \quad (5)$$

$$F_4 = F_2 \quad (6)$$

$$F_5 = F_1 \quad (7)$$

$$\Sigma R_2 = F_2 = R_2^1 + R_2^2 \quad (8)$$

Згибаючи моменти у вузлах

$$M_1 = \frac{\rho l^2}{12}, \quad (9)$$

$$M_2 = \frac{\rho l^2}{12} - \frac{\rho l^2}{12} = 0, \quad (10)$$

$$M_4 = -M_2 \quad (11)$$

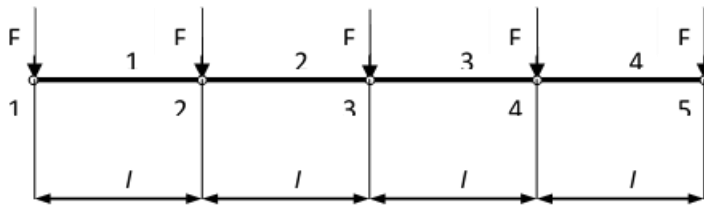


Рис. 2. Замінена балка

Вектори вузлових переміщень відповідно для першого і другого скінчених елементів

$$\{\delta\}^1 = \begin{pmatrix} 0 \\ \varphi_1 \\ \omega_2 \\ \varphi_2 \end{pmatrix} \quad (12)$$

$$\{\delta\}^2 = \begin{pmatrix} \omega_2 \\ \varphi_2 \\ \omega_3 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

Тоді отримаємо

$$R_1^1 = EI \left(\frac{12}{l^3} \cdot 0 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 \right) = EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 \right); \quad (14)$$

$$R_2^1 = EI \left(-\frac{12}{l^3} \cdot 0 - \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 + \frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 \right) = EI \left(-\frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 + \frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 \right); \quad (15)$$

$$R_2^2 = EI \left(\frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_3 + \frac{6}{l^2} \cdot 0 \right) = EI \left(\frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_3 \right); \quad (16)$$

$$R_2^1 + R_2^2 = EI \left(-\frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 + \frac{24}{l^3} \cdot \omega_2 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_3 \right); \quad (17)$$

$$M_1^1 = EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot 0 + \frac{4}{l} \cdot \varphi_1 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{2}{l} \cdot \varphi_2 \right) = EI \left(\frac{4}{l} \cdot \varphi_1 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{2}{l} \cdot \varphi_2 \right); \quad (18)$$

$$M_2^1 = EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot 0 + \frac{2}{l} \cdot \varphi_1 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{4}{l} \cdot \varphi_2 \right) = EI \left(\frac{2}{l} \cdot \varphi_1 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{4}{l} \cdot \varphi_2 \right); \quad (19)$$

$$M_2^2 = EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{4}{l} \cdot \varphi_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_3 + \frac{2}{l} \cdot 0 \right) = EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{4}{l} \cdot \varphi_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_3 \right); \quad (20)$$

$$M_2^1 + M_2^2 = EI \left(\frac{2}{l} \cdot \varphi_1 + \frac{8}{l} \cdot \varphi_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_3 \right); \quad (21)$$

Складаємо систему з чотирьох рівнянь

$$\begin{cases} EI \left(\frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_2 + \frac{6}{l^2} \cdot \varphi_2 \right) = \frac{\rho l}{2} \\ EI \left(-\frac{6}{l^2} \cdot \varphi_1 + \frac{24}{l^3} \cdot \omega_2 - \frac{12}{l^3} \cdot \omega_3 \right) = \rho l \\ EI \left(\frac{4}{l} \cdot \varphi_1 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_2 + \frac{2}{l} \cdot \varphi_2 \right) = \frac{\rho l^2}{12} \\ EI \left(\frac{2}{l} \cdot \varphi_1 + \frac{8}{l} \cdot \varphi_2 - \frac{6}{l^2} \cdot \omega_3 \right) = 0 \end{cases} \quad (22)$$

Розв'язуючи її, дістаємо

$$\varphi_1 = \frac{\rho l}{EI}; \quad (23)$$

$$\omega_2 = \frac{1,33\rho l}{EI}; \quad (24)$$

$$\varphi_2 = \frac{8,7\rho l^3}{EI}; \quad (25)$$

$$\omega_3 = \frac{2\rho l^3}{EI}; \quad (26)$$

Зробимо розрахунок, якщо $\rho=15\text{кН/м}$, а $l=25\text{ Н}$.

Тоді перший кінцевий елемент буде мати вигляд

$$\begin{Bmatrix} R_1^1 \\ M_1^1 \\ R_2^1 \\ M_2^1 \end{Bmatrix} = EI \begin{bmatrix} 768 & 96 & -768 & 96 \\ 96 & 16 & -96 & 8 \\ -768 & -96 & 768 & -96 \\ 96 & 8 & -96 & 16 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{0,015}{EI} \\ \frac{0,02}{EI} \\ \frac{0,13}{EI} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -2,8 \\ -0,88 \\ 2,8 \\ 0,14 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

Другий скінчений елемент

$$\begin{Bmatrix} R_2^2 \\ M_2^2 \\ R_3^2 \\ M_3^2 \end{Bmatrix} = EI \begin{bmatrix} 768 & 96 & -768 & 96 \\ 96 & 16 & -96 & 8 \\ -768 & -96 & 768 & -96 \\ 96 & 8 & -96 & 16 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{0,02}{EI} \\ \frac{0,13}{EI} \\ \frac{0,03}{EI} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 4,7 \\ 1,11 \\ -4,7 \\ 0,08 \end{Bmatrix} \quad (28)$$

Будуємо епюри поперечних сил моментів згину та переміщень

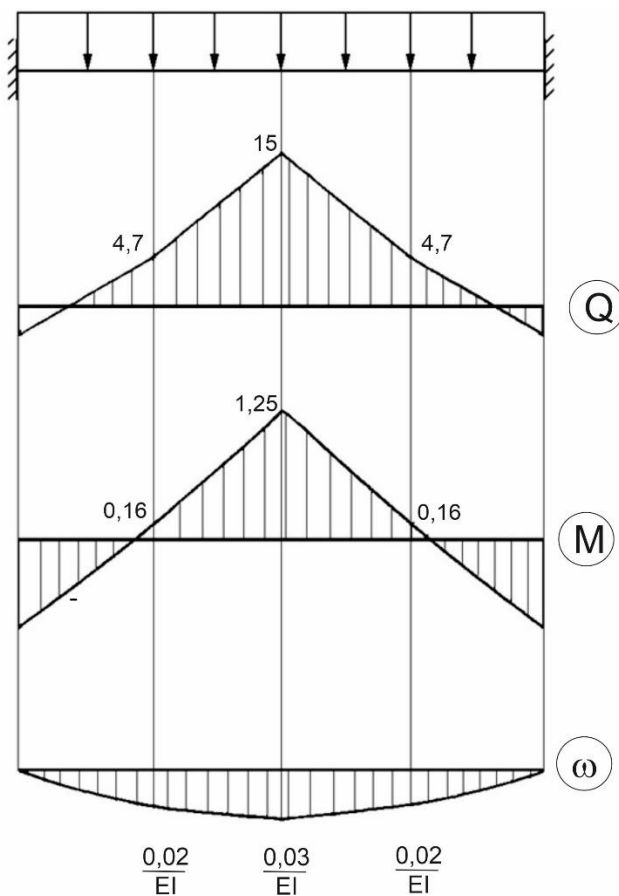


Рис. 3. Епюри поперечних сил моментів згину та переміщень

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ковальський Б.С., Кожин С.В. *Барабаны грузоподъемных машин*. Харьков: ХВКИУ, 1969. 164 с.
2. Кожин С.В. К вопросу о нагрузке барабана при многослойной навивке каната. *Труды ВНИИПТМАШ*, 1962. вып. 8(30).
3. Морозов Б.А. К расчету на прочность тонкостенных барабанов грузоподъемных машин. *Новая подъемно-транспортная техника*. Ленинград: ЛОНИТОМАШ, 1949. кн. 14. С. 91- 102.
4. Піскунов В.І., Шевченко В.Д. та ін. *Будівельна механіка металевих конструкцій підйомно-транспортних машин*. К.: Вища школа, 2004. 438 с.
5. Ивович В. А., Глазырин В. С. Динамический расчет круговых цилиндрических оболочек методом начальных параметров в матричной форме. *Исследования по теории сооружений*. М., 1972. вып. XIX. С. 164-180.
6. Калихман Г. Л. К расчету на прочность торцовых дисков сварных барабанов. *Вестник машиностроения*, 1970. № 7. с. 2021.
7. Ковальський Б. С. Нагрузка канатных барабанов и бобин. *Стальные канаты*. Киев: Техніка, 1966. Вып. 3. С. 89-109.

REFERENCES:

1. Kovalskiy B.S., Kozhin S.V. *Barabanyi gruzopod'emnyih mashin*. Harkov: HVKIU, 1969. 164 s.
2. Kozhin S.V. K voprosu o nagruzke barabana pri mnogoslnoy navivke kanata. *Trudy VNIPTMASH*, 1962. vyip. 8(30).
3. Morozov B.A. K raschetu na prochnost tonkostennyih barabanov gruzopod'emnyih ma-shin. *Novaya pod'emno-transportnaya tehni-ka*. Leningrad: LONITOMASH, 1949. kn. 14. C. 91- 102.
4. PIskunov V.I., Shevchenko V.D. ta In. *BudIvelna mehanIka metalevih kon-struktsIy pIdyomno-transportnih mashin*. K.: Vischa shkola, 2004. 438 s.
5. Ivovich V. A., Glazyirin V. S. Dinamicheskii raschet krugovyih tsilindricheskikh obolochek metodom nachalnyih parametrov v matrichnoy forme. *Issledovaniya po teorii sooruzheniy*. M., 1972. vyip. XIX. C. 164-180.
6. Kalihman G. L. K raschetu na prochnost tortsovyih diskov svarnyih barabanov. *Vestnik mashinostroeniya*, 1970. № 7. c. 2021.
7. Kovalskiy B. S. Nagruzka kanatnyih barabanov i bobin. *Stalnyie kanaty*. Kiev: TehnIka, 1966. Vyip. 3. C. 89-109.

Fidrovskaya N.N., Khursenko S.O., Karavan R.A. THE METHOD OF EVENTUAL ELEMENTS IS USED AT DETERMINATION OF DURABILITY OF ROPE DRUM.

The questions durability elements of machines stand enough actual always because it is define such important index however securely of design and lasting. The methods of calculation different types of design are found on applicate varicous of theory. Complication of metal design is restrict facility application for define stress-strain condition exact methods of building mechanics. Use of computer technics and choice new programs enable to elaboration of calculation practice, to make its more approach at real of stress-strain condition. One of such theory which allow to conduct exact calculation durability and stability different details of machines is theory of finite element.

In article a wall of rope drum is to be considered as a rafter, which is fixed from both sides. Using a method of extreme elements one should define diametrical forces, crooks moments and transferences in the wall.

Key words: drum, rope, durability, stress- strong condition, modulus of elasticity.

doi.org/10.29295/2311-7257-2021-103-1-274-280

УДК 628.16

Епоян С.М.¹, Сухоруков Г.І.¹, Волков В.М.², Гайдучок О.Г.¹

¹*Харківський національний університет будівництва та архітектури*
(вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна; e-mail: vk.g.knuca@ukr.net; orcid.org/0000-0003-4551-1309,
orcid.org/0000-0002-1740-3098, orcid.org/0000-0003-3139-9061)

²*Комунальне підприємство «Харківводоканал»*
(вул. Шевченко, 2, Харків, 61002, Україна; orcid.org/0000-0001-8419-9878)

ДО ПИТАННЯ ПРО РОЗРАХУНОК ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ВІДСТІЙНИКІВ

В нашій країні найбільш поширені двоступеневі схеми очищення води, які включають на першій ступені горизонтальні відстійники. За багато десятиліть експлуатації ці споруди зарекомендували себе як прості та надійні. Але, незважаючи на довгорічний досвід експлуатації та дослідження, деякі питання роботи та розрахунку горизонтальних відстійників залишаються суперечними. Робота передбачає аналітичні дослідження