

Фідровська Н.М., Супонєв В.М., Караван Р.А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

(вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, email: nfidrovskaya@ukr.net; orcid.org/0000-0002-5248-273X)

ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ ПРИ РОБОТІ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

В статті розглянуті проблеми, які виникають при роботі механізму підйому. Одним із основних елементів механізму підйому, від якого залежить надійна робота всього вантажопідйомного крана, являється канатний барабан. Напружений стан барабана зумовлений напруженнями стиску, які виникають при намотуванні підйомного каната.

Крім статичних навантажень необхідно визначати і динамічні фактори, які виникають при перехідних процесах роботи механізму підйому.

Одним із питань, яке стоїть перед конструкторами вантажопідйомних машин, являється питання чи враховувати динамічні сили, які виникають при роботі механізму підйому, при розрахунках навантаження обичайки барабану.

Розробка нових методів визначення напружено-деформованого стану канатних барабанів є актуальною задачею.

Ключові слова: канатний барабан, механізм підйому, динамічні навантаження, деформація, жорсткість.

Вступ. Дослідженню напружень, які виникають в канатному барабані при навиванні канату, присвячена велика кількість робіт таких вчених як Б.С. Ковальський, Б.Л. Давидов, З.М. Федорова, Б.А. Морозов, М.П. Артеменко, С.В. Кожин, М.М. Федоров, Б.М. Лук'янов, Г. Ерст, В.І. Дворніков, С.М. Зінченко, І.П. Катасонов, Ю.Є. Почтовенко, Л.А. Родіонов, К.С. Заболотний, Н.М. Фідровська, А.А. Тер-Каспарян, В.М. Чаплигін, Уотерс, А.Л. Жулієв, С. Отто, Д. Хенсель, Р. Дейтс та інші.

Огляд рішень. Визначенню динамічних зусиль, які виникають при роботі механізму підйому присвячені роботи К.С.Заболотного [1], Н.М.Фідровської [2], В.С. Ловейкіна [3] і Л.Я. Будікова [4] та інших вчених.

При навиванні каната на барабан в обичайці виникають напруження стиску, згину та кручення. В навчальній літературі і довідниках по вантажопідіймальним машинам наводяться наближені розрахунки кранових барабанів. В багатьох випадках вони являються недостатніми.

Напруження стиснення є основним, воно виникає від дії радіального тиску каната. Для визначення цього напруження барабан розглядався як товстостінна труба, яка знаходиться під дією постійного зовнішнього тиску. Напруження стиску визначалось за формулою Ламе [5]

$$\sigma_{ct} = \frac{T}{\delta t}. \quad (1)$$

Такий підхід до визначення напруженого стану барабана являється вельми сумнівним. По-перше, постає питання, до яких оболонок належать канатні барабани? Теорії оболонок, в яких не враховуються поперечні деформації, як правило, застосовуються, коли $\delta \ll L$ та $\delta \ll R$. Внаслідок складності різних типів класичних теорій, встановити верхні межі для відношень $\frac{\delta}{L}$ та $\frac{\delta}{R}$ дуже непросто. Л.Г.Донелл [6] наводить діаграму (рис.1.), на якій обмежені ті значення геометричних параметрів циліндричної оболонки, для яких похибка визначення величини прогину w або напруження не перевищує 5%.

Відповідно цій схемі класичні теорії пологих оболонок можуть застосовуватися для значень, які вказані у відповідній області, тоді як повні класичні теорії повинні використовуватися для області значень, які показані вище. Більш уточнені теорії, які засновані на

розгляданні рівнянь теорії пружності, повинні використовуватися в області, яка лежить поза вказаних двох перших областей. Зрозуміло, що такі припущення не дають уточнюючої відповіді на всі випадки, але з них неможливо отримати наближені оцінки для границь застосування класичної теорії.

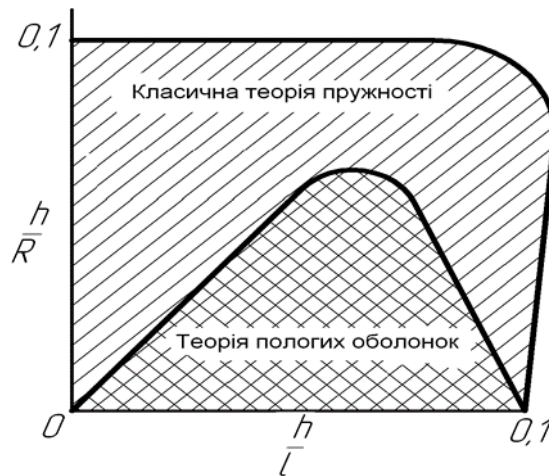


Рис. 1. Вплив геометричних розмірів циліндричної оболонки на методику розрахунку.

Динамічні моделі вантажопідйомних кранів при підйомі вантажу складаються (на прикладі мостових кранів) :

- маси: моста, візка, частин приводу підйома вантажа, які обертаються, вантажа;
- жорсткості: моста, вантажних канатів.

В цю схему не входить канатний барабан, який послідовно розташований в ланці: вантажний канат – канатний барабан – елементи металоконструкції.

Приведений коефіцієнт жорсткості барабан (C_b) – вантажний канат (C_k) визначаємо за формулою :

$$C = \frac{C_b C_k}{C_b + C_k} \tag{2}$$

Зрозуміло, що прийняти $C \approx C_k$ можна тільки при умові $C_b \gg C_k$, тобто щоб не включати в схему коефіцієнт жорсткості канатного барабана його жорсткість повинна бути значно (на 2-3 порядки) перевищувати жорсткість вантажного каната.

Визначимо жорсткість канатного барабана при умові скупчення всього навантаження від натягнення каната на одному замкнутому витку. Вважаємо, що навантаження від натягнення каната S приводить до рівномірно розподіленого стискуючого зусилля по лінії контакту канат – циліндрична оболонка

$$p = \frac{S}{R}$$

В цьому випадку прогин стінки оболонки:

$$w = \frac{p R^2 \gamma}{2 E \delta} \frac{S R \gamma}{2 E \delta_{max}} \tag{3}$$

де: δ - товщина обичайки барабана, E – модуль пружності матеріала барабана, ν - коефіцієнт Пуассона,

$$\gamma = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 \delta^2}}$$

Для сталі приймаємо $\nu = 0,35, E = 2 \cdot 10^5$ МПа, тоді отримаємо

$$\gamma = \frac{1,29}{\sqrt{Rh}}$$

Жорсткість стінки барабана

$$C_b = \frac{S}{\frac{SR\gamma}{2E\delta}} = \frac{2E\delta}{R\gamma} = \frac{2E\delta\sqrt{R\delta}}{1,29R} = 1,55 \frac{E\delta}{\sqrt{\lambda}} = \frac{3,1\cdot 10^5 R}{\lambda\sqrt{\lambda}},$$

де $\lambda = \frac{R}{\delta}$.

Проведемо деякі розрахунки:

$\lambda = \frac{R}{\delta}$	20	20	50	50	100	100
R, м	0,25	0,5	0,25	0,5	0,25	0,5
C_b (Н/м)	$0,87 \cdot 10^9$	$1,74 \cdot 10^9$	$0,22 \cdot 10^9$	$0,44 \cdot 10^9$	$0,78 \cdot 10^8$	$1,56 \cdot 10^8$

Коефіцієнт жорсткості канатів

$$C_k = \frac{E_k F_k}{l},$$

де: E_k - модуль пружності каната; F_k - площа перерізу всіх гілок каната; l - довжина каната (підвіса вантажа).

Для канатів з органічним осердям $E_k = (7 \div 14)10^4$ МПа;

$$F_k \approx k_z \frac{\pi d_k^2}{4},$$

де $k_z = 0,5$ - коефіцієнт заповнення металом перерізу каната (для шести гілкових канатів).

Проведемо розрахунки

d_k , мм	8,1	11,5	17,5	21,0
F_k , мм ²	51,5	103,8	240,4	346,2
C_k	$1,54 \cdot 10^4$	$3,11 \cdot 10^4$	$7,21 \cdot 10^4$	$1,03 \cdot 10^5$

Як бачимо, $C_k \ll C_b$.

Для проведення порівняння нами були проведені розрахунки і побудовані криві динамічних зусиль, які виникають при підйомі вантажу вагою 8 т з урахуванням жорсткості барабана (рис. 2) і без урахування жорсткості барабана (рис.3).

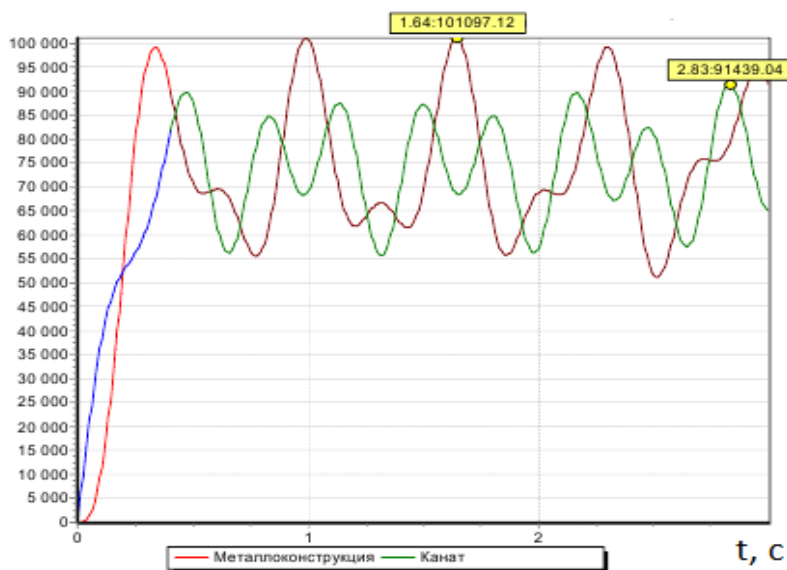


Рис. 2. Динамічні зусилья, які виникають при підйомі вантажу вагою 8 т з урахуванням жорсткості барабана

Як бачимо, динамічні зусилля при урахуванні жорсткості барабана практично не змінюються.

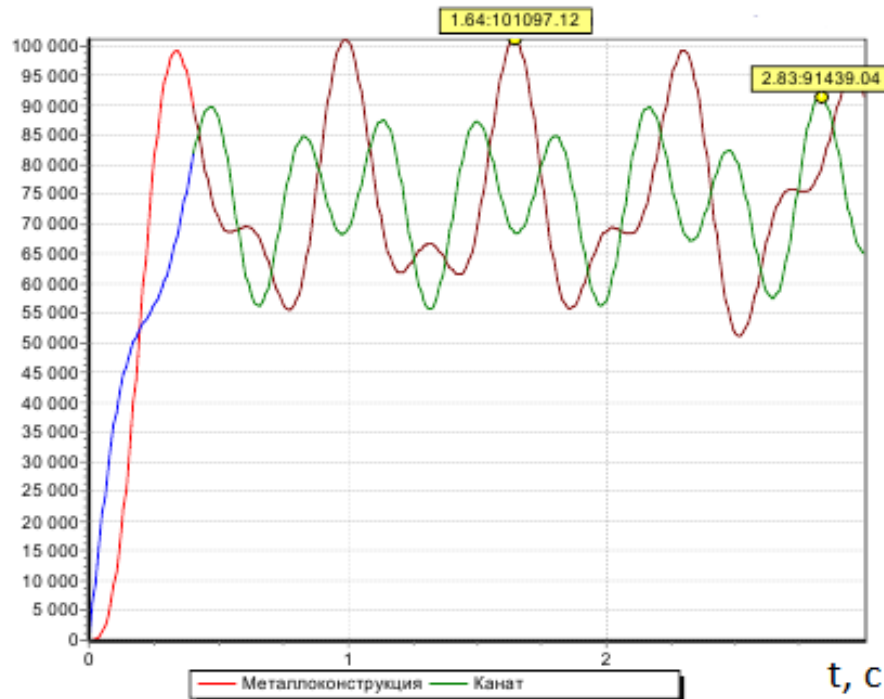


Рис. 3. Динамічні зусилля, які виникають при підйомі вантажу вагою 8 т без урахування жорсткості барабана

Висновки. Проведені дослідження доводять, що внаслідок того, що жорсткість барабана на декілька порядків перевищує жорсткість канатів, динамічні зусилля на барабані не мають суттєвого значення.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ковальський Б.С. Грузоподъемные машины, канаты, блоки, барабаны. Харьков: ХВКИУ, 1961. 196 с.
2. Заболотный К.С. Разработка рациональных параметров барабанов шахтных подъемных машин с внутренними тормозами на основе развития методов численного моделирования. Днепропетровск: ГНПП «Системные технологии», 1997. 220 с.
3. Фідровська Н.М. Канатні барабани. Харків: «НІМІ». 2012. 195 с.
4. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Теоретичні основи розрахунку віброгасителів коливань механізмів підйому вантажу промисловими роботами - маніпуляторами та вантажопідйомними (мостовими) кранами. Підйомно-транспортна техніка. 2003. № 3. С. 5 -19.
5. Будиков Л.Я., Добрицин В.А., Коваленко С.В. О динамике подъема груза грейферными кранами. Підйомно-транспортна техніка. Днепропетровск: ДИИТ, 2008. № 4. С. 29-31.
6. Дворніков В.І., Будішевський В.О., Моценко В.М. та ін. Проектування та конструювання транспортних і підйомних машин та комплексів. Донецьк: Вебер, 2009. 599 с.

REFERENCES:

1. Kovalskiy B.S. Gruzopodemnyie mashiny, kanaty, bloki, barabanyi. Harkov: HVKIU, 1961. 196 s.
2. Zabolotnyiy K.S. Razrabotka ratsionalnyih parametrov barabanov shahtnyih pod'emnyih mashin s vnutrennimi tormozami na osnove razvitiya metodov chislenogo modelirovaniya. Dnepropetrovsk: GNPP «Sistemnyie tehnologii», 1997. 220 s.
3. Fidrovskaya N.M. Kanatni barabani. Harkiv: «NIMI». 2012. 195 s.
4. Loveykin V.S., Chovnyuk Yu.V., Dikteruk M.G. Teoretichni osnovi rozrahunku vibrogasiteliv kolivan mehanizmv pidyomu vantazhu promislovimi robotami - manipulyatorami ta vantazhopidyomnimi (mostovimi) kranami. Pidyomno-transportna tehnika. 2003. № 3. S. 5 -19.
5. Budikov L.Ya., Dobritsin V.A., Kovalenko S.V. O dinamike pod'ema gruzha greyfernimi kranami. Pod'emno-Transportnaya Tehnika. Dnepropetrovsk: DIIT, 2008. № 4. S. 29-31.
6. Dvornikov V.I., Budishevskiy V.O., Motsenko V.M. ta in. Proektuvannya ta konstruyuvannya transportnih i pidyomnih mashin ta kompleksiv. Donetsk: Veber, 2009. 599 s.

7. Дворніков В.І., Бежок В.Р., Монец І.Г., Пристром В.А. Шахтний підйом. Донецьк: «Юго-Восток» ЛТД, 2007. 645 с.
8. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. К.: Висш. шк., 1989. 208 с.
9. Lamé G. Lecons sur la theorie de lelasticite, Gauthier-Villars, Paris, 1852.
10. Донелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки. М.: Наука, 1982. 568 с.
7. Dvornikov V.I., Bezhok V.R., Monets I.G., Pristrom V.A. Shahtniy pidyom. Donetsk: «Yugo-Vostok» LTD, 2007. 645 s.
8. Gaydamaka V.F. Gruzopod'emnyie mashinyi. K.: Vissh. shk., 1989. 208 s.
9. Lamé.G. Lecons sur la theorie de lelasticite, Gauthier-Villars, Paris, 1852.
10. Donell L.G. Balki, plastinyi i obolochki. M.: Nauka, 1982. 568 s.

Fidrovskaya N.N., Suponev V.N., Karavan R. DYNAMIC EFFORTS DURING THE OPERATION OF THE LIFTING MECHANISM. In the article examine the problems which arise of work lifter mechanisms. One of the main elements of lifter mechanisms from which depends security of the work of lifting crane is rope drums. Strain condition drum determine strain compression from twist of rope.

Except static loading it is necessary to define and dynamic influences, which arise at transition process of work lifter mechanism.

The of questions which stand before constructors of lifter machines is necessary to considerate of dynamic forces, which appearance at work of lifter mechanisms at calculation of durability surface of the rope drum.

Key words: rope drum, lifter mechanism, dynamic force, deformation, rigidity.