

який зводить вихідну задачу до задачі Коші з тимчасовою координатою. Як критерій втрати стійкості є різке зростання прогину.

Таким чином, дослідження стійкості циліндричних оболонок з урахуванням геометричної нелінійності, вібраційного впливу на стінки, їх зсувної і крутильної жорсткості, поперечних зрушень, текучості матеріалу є актуальним завданням.

#### Література:

1. Ягофаров Х. Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера / Ягофаров Х., - дис.- Екатиренбург – 2005. – 146с.
2. Клейн Г.К. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики / Г.К.Клейн, В.Г.Рекач . М. – 1972. – 302с.
3. Мовсиан Л.А. К упругой и вязкоупругой устойчивости составного стержня // Изв. АН Армении. Механика. 1991. Т. 44. N 4. С. 3-12.
4. Tennyson R.C. The effects of unreinforced circular cutouts on the buckling of circular cylindrical shells under axial compression // J. of Engeneering for industry. Trans ASME, 1968, 90, ser. B, 4.
5. Енджиевский Л.В. Нелинейные деформации ребристых оболочек. Красноярск: Изд-во. Красноярск, ун-та, 1982. 295 с.
6. Муштары Х.М. Некоторые обобщения теории тонких оболочек с приложениями к решению задач устойчивости упругого равновесия // ПММ. 1939. Т. 2. № 4. С. 439-456.]
7. Карпов В.В., Петров В.В. Уточнение решений при использовании шаговых методов в теории гибких пластинок и оболочек // Изв. АН СССР, сер. МТТ. 1975. №5.-С. 189-191
8. Преображенский КН., Грищак В.З. Устойчивость и колебания конических оболочек. М.: Машиностроение, 1986. - 240 с.5А. Приближенное решение операторных уравнений // М.А. Красносельский, Г.М. Вайникко, П.П. Забрейко и др. М.: Наука, 1969.-456 с.
9. Амиро И.Я., Заруцкий В.А. Методы расчета оболочек. Т. 2. Теория ребристых оболочек. Киев: Наукова думка, 1980. - 368 с.
10. Кантор Б.Я. Нелинейные задачи теории неоднородных пологих оболочек. Киев: Наукова думка, 1971. - 136 с

УДК 621.863

**Фідровська Н.М.**

*Українська інженерно-педагогічна академія*

**НОВІ ПІДХОДИ ДО РОЗРАХУНКІВ ШАХТНИХ БАРАБАНІВ**

**N.M. Fidrovska**

**THE NEW APPROACHES TO THE CALCULATIONS OF SHAFT DRUMS**

При роботі шахтних підйомних установок на багатьох барабанах відмічають деформацію обичайки. Причиною цього називають наявністю перевантажень або динамічними зусиллями і значним зносом футеровки барабана, яка має призначення також і розвантаження оболонки барабану. Деформовану оболонку випрямляють за допомогою гідродомкрату і підсилюють додатковими ребрами жорсткості.

Навантаження оболонки барабану приводить до скрипіння при роботі підйомної установки, які пояснюють послабленням заклепок, розхитуванням швів, зносом або послабленням кріпленням болтів лобовини і ступиць. Тріщини виникають, як правило, в кільцевих швах лобовини з трубою жорсткості, з'являються радіальні тріщини лобовини, ребра мають тріщини по всій довжині шва зі ступицею. Невеликі тріщини в обичайці засверлюють і заварюють, при тріщинах довжиною 100-200мм барабану підсилюють приваркою накладок з внутрішньої сторони обичайки.

Якщо оболонка має внутрішні діафрагми, то при цьому обов'язково з'являються додаткові дотичні зусилля, які обігають увесь контур оболонки. При вирішенні статично невіршених задач роботу діафрагм, як правило, не враховують, нехтуючи потенційною енергією їх деформації. Це справедливо тільки для випадку, коли діафрагми абсолютно

жорсткі в своїй площині, а в подовж осі  $x$  абсолютно гнучкі. Але насправді це не так і між діафрагмами і оболонкою виникають зусилля, направлені вподовж осі  $x$ , якими, як правило, нехтують.

Розглянемо канатний барабан, підкріплений кільцями жорсткості, як змішану варіаційну систему, потенційна енергія якої – функціонал, який має додаткові члени [1]

$$U = \int_{x_0}^{x_1} \Gamma(x, f, f', f'') dx + \eta_1(x_0, f_0, f'_0, f''_0) + \eta_2(x_1, f_1, f'_1, f''_1), \quad (1)$$

де  $\eta_1$  – потенційна енергія лобовини;

$\eta_2$  – потенційна енергія кільця жорсткості.

$$\eta_0 = \iint \frac{EJ_{0l}}{2D_h^2} R f^2(x) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0l} R \pi}{2D_h^2} f^2(x) \quad (2)$$

$$\eta_1 = \iint \frac{EJ_{0k}}{2D_h^2} R f^2(x) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0k} R \pi}{2D_h^2} f^2(x) \quad (3)$$

$EJ_{0l}, EJ_{0k}$  - жорсткість на згин відповідно лобовини та кільця жорсткості.

Природні граничні умови для вирішення змішаної варіаційної задачі будуть мати вигляд

$$\left[ \frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_0}{\partial f} \right]_{x=x_0} = 0 \quad (4)$$

$$\left[ \frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_2}{\partial f} \right]_{x=x_1} = 0 \quad (5)$$

Тоді ми отримаємо систему двох рівнянь

$$\begin{cases} \frac{D(n^2-1)(2-\nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{12(1-\nu^2)J_{0l}R}{\delta^3} f(x) \Big|_{x=0} = 0 \\ \frac{D(n^2-1)(2-\nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{12(1-\nu^2)J_{0k}R}{\delta^3} f(x) \Big|_{x=l} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Рішення цієї системи дає змогу визначити коефіцієнти  $C_1$  і  $C_2$  [1]

Кільцеві нормальні напруження в обичайці визначаються по формулі

$$\sigma_\varphi = \frac{w(x)}{R} E, \quad (7)$$

де

$w(x)$  – радіальні переміщення, які визначаються за формулою

$$w(x) = f(x) \cos n\varphi \quad (8)$$

Напруження у зварному шві визначаються за формулою

$$\sigma = \frac{M_o}{W} + \frac{Q_o}{F} = \frac{6m_o}{c^2} + \frac{Q_o}{c}, \quad (10)$$

де  $c$  – катет шва;

$m_o$  – поперечні моменти згину;

$Q_o$  – поперечна сила

$$m_o = D(\chi_\varphi + \nu \chi_x) \quad (11)$$

$$Q_o = \frac{\partial m_o}{R \partial \varphi} + \frac{\partial m_{xpdod}}{\partial x} \quad (12)$$

Проведемо розрахунок для таких значень:  $T = 40000\text{Н}$ ,  $\delta = 15$  мм,  $R = 250$  мм,  $t = 18$  мм,  $l = 500$  мм,  $r = 200$  мм,  $c = 7$  мм,  $\delta_k = 12$  мм,  $d_k = 15,5$  мм,  $E_k = 85 \cdot 10^3$  МПа.

Кільцеві нормальні напруження, які визначені за формулою (7), будуть дорівнювати  $\sigma_{\varphi} = 46,92$  МПа.

Місцеві напруження, які будуть виникати в зоні зварних швів, визначені за формулою (11), складають 125,7 МПа.

**Висновки:** Проведене дослідження дало змогу отримати методику розрахунку місцевих напружень, які виникають в зоні зварних швів, з урахуванням нерівномірності навантаження, розмірів барабану і канату, коефіцієнта тертя, розмірів і місця встановлення кілець жорсткості, що доказує шкідливість постановки елементів жорсткості на напружений стан обичайки барабана.

Література:

1. Фидровская Н.Н. Определение прогиба стенки цилиндрической оболочки с учетом краевых шпангоутов.- Сб. научных трудов по материалам научно-практической конференции, Одесса.: 2010, с. 9-13.

УДК 62 – 233.27

**О.В. Чернишенко**

*Українська інженерно-педагогічна академія*

## **ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ КРАНОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ**

**O.V. Chernyshenko**

### **DIAGNOSTICS OF TECHNICAL STATE OF AXLE ASSEMBLIES OF OVERHEAD**

В буксах мостових кранів колеса мають значно менший термін використання відносно до інших вузлів і деталей. Але при їх ремонті частіш всього має місце попередня заміна підшипників кочення, тому що вони напесовані на вал і їх потрібно знімати при заміні кранового колеса. В іншому випадку підшипники встановлюються на місце без заміни і продовжується їх експлуатація. Ні в тому ні в іншому випадку не проводиться оцінка працездатності підшипників. В першому випадку має місце передчасна заміна підшипників, яка приводить до неефективного використання запасних частин при ремонті. В другому випадку в загальному має місце аварійна зупинка крана для проведення непланового ремонту, що пов'язаний з заміною зношених підшипників в буксах кранових коліс.

Оцінка терміну роботи підшипників і кранових коліс проводиться на етапі проектування, але при експлуатації мостових кранів фактичний термін відрізняється в декілька разів із за умов, в яких експлуатується кран. Найбільший вплив на стан букс крану має стан підкранових шляхів, їх непаралельність, та стан стиків рейок. Також на навантаження букс кранових коліс впливає не тільки маса вантажу, але і положення візка при переміщенні вантажу. Необхідно враховувати і кути установки кранових коліс, які мають значний вплив на плавність руху при переміщенні крану. Враховуючі всі ці фактори вважається неможливим провести навіть приблизну оцінку терміну працездатності підшипників в буксах кранових коліс.

Таким чином актуальною задачею є розробка методики діагностики поточного стану букс кранових коліс. Автором пропонується розробити методику на основі метода вібродіагностики для оцінки поточного стану підшипників в буксах кранових коліс.

В теперішній час методи вібродіагностики підшипників кочення мають широке застосування. Але необхідно відмітити, що вони використовуються в загальному для підшипників, які працюють на високих швидкостях і мають робочу частоту обертання більш ніж 100 об./хв. Особливість роботи підшипників в буксах мостових кранів полягає в тому, що вони працюють на низьких швидкостях, швидкість обертання може бути менш 1 об./хв..