УДК 621.863

Фідровська Н.М., Лєсовицький К.Ю.
Українська інженерно-педагогічна академія

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОБОЛОНКИ ШАХТНИХ БАРАБАНІВ

Постановка проблеми. При роботі шахтних підйомних установок на багатьох барабанах відмічають деформацію обичайки [1-4]. 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 [5].

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.

Метою статті є створення розрахунку оболонки шахтного барабану, підкріпленої кільцями жорсткості, з урахуванням нерівномірності тиску, коефіцієнту тертя між канатом і барабаном, місці встановлення кілець і їх жорсткості.

Аналіз проблеми. Тріщини в обичайці, як правило, мають прогресуючий характер, вони значно зменшують міцність всього органу навивки.

Як бачимо, всі наведені випадки поломок шахтних барабанів вказують на неправильний підхід до вибору конструкції барабану, і в наслідок цього, подальшому ремонту. Посилення жорсткості барабана і зварних швів тільки погіршують роботу підйомної установки, зменшують її ресурс.

Розрахунки шахтних барабанів, які мають ребра і кільця жорсткості, не враховують концентрацію напружень, які виникають в місцях приварки.

Викладення основного матеріалу. Якщо оболонка має внутрішні діафрагми, то при цьому обов'язково з'являються додаткові дотичні зусилля, які обігають увесь контур оболонки. При вирішенні статично невирішених 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 х абсолютно гнучкі. Але насправді це не так і між діафрагмами і оболонкою виникають зусилля, направлені вподовж осі х, якими, як правило, нехтують.

Розглянемо канатний барабан, підкріплений кільцями жорсткості, як змішану варіаційну систему, потенційна енергія якої – функціонал, який має додаткові члени, які не входили в підінтегральний вираз (3) [6-8]

$$U=\int_{x_0}^{x_1}\Gamma\left(x,f,f',f''\right)dx+\eta_1\left(x_0,f_0,f_0',f_0''\right)+ \quad (1)$$

де η_1-потенційна енергія лобовини; η_1 - потенційна енергія кільця жорсткості.

$$+\eta_2\left(x_1,f_1,f_1',f_1''\right)$$

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

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

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

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

Рішення цієї системи дає змогу визначити коефіцієнти C_1 і C_2 рівняння (6) [1].

$$C_1=\frac{AE\pi k\mu\delta^6 e^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}}{72\left(1-\nu^2\right)^2 J_{ol}Rh}\left[\frac{\pi k\mu R}{h}-\frac{\left(n^2-1\right)\left(2-\nu\right)}{R}-1\right]-$$

$$-Ae^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}\frac{1-\dfrac{\pi Ek\mu\delta^6}{6\left(1-\nu^2\right)J_{ol}Rh}\left[\dfrac{\pi k\mu R}{h}-\dfrac{\left(n^2-1\right)\left(2-\nu\right)}{R}\right]}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}}- \tag{7}$$

$$-A\frac{\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}}}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}R\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}}$$

$$C_2=Ae^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}\left\{1-\frac{\pi Ek\mu\delta^6}{6\left(1-\nu^2\right)J_{ol}Rh}\left[\frac{\pi k\mu R}{h}-\frac{\left(n^2-1\right)\left(2-\nu\right)}{R}\right]\right\}- \tag{8}$$

$$-A\frac{\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}Re^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}}}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\kappa l\right)}}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\gamma l\right)}}$$

де

$$\lambda_1=D\left\{A\frac{2\pi k\mu}{h}e^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}}\left[\frac{\left(n^2-1\right)\left(2-\nu\right)}{R}-\frac{2\pi^2 Rk\mu^2}{h^2}\right]-\rho\varphi\sin\varphi l\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)\right\}$$

Кільцеві нормальні напруження в обичайці визначаються по формулі

$$\sigma_\varphi=\frac{w\left(x\right)}{R}E \tag{9}$$

де w(x)- радіальні переміщення, які визначаються за формулою

$$w\left(x\right)=f\left(x\right)\cos n\varphi \tag{10}$$

Напруження у зварному шві визначаються за формулою

$$\sigma = \frac{M_o}{W} + \frac{Q_o}{F} = \frac{6m_o}{c^2} + \frac{Q_o}{c} \quad (11)$$

де с – катет шва; m_0 - поперечні моменти згину; Q_0 - поперечна сила

$$m_o = D\left(\chi_\varphi + \nu\chi_x\right) \quad (12)$$

$$Q_o = \frac{\partial m_o}{R\partial\varphi} + \frac{\partial m_{x\varphi dod}}{\partial x} \quad (13)$$

Проведемо розрахунок для таких значень: T =40000Н, δ=15мм, R=250мм, t=18мм, l=500мм, r=200мм, c=7мм, δ_k=12мм, d_k=15,5мм, $E_k=85\cdot10^3$МПа.

Кільцеві нормальні напруження, які визначені за формулою (9), будуть дорівнювати σ_φ=46,92МПа.

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

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. Найденко И.С. Шахтные многоканатные подъемные установки / И.С.Найденко, В.Д. Белый // - М.:Недра,1979.-390с.
2. Псевианидзе А.В. Расчет шахтных подъемных установок / А.В. Псеванидзе // - М.: Недра, 1992.-250с.
3. Маневич А.И. Напряженное состояние оболочек и диафрагм шахтных подъемных машин / А.И.Маневич, А.И. Бичуч // - Подйомно-транспортна техніка, Науково-технічний та виробничий журнал, Дніпропетровськ, 2003. - № 1.- С.3- 16.
4. Ковальский Б.С. Барабаны грузоподъемных машин/ Б.С. Ковальский, С.В. Кожин. – Харьков: ХВКИУ, 1969.- 164с.
5. Гаркуша Н.Г. Экспериментальное исследование действительных усилий в шахтных подъемных канатах / Н.Г.Гаркуша, Н.А. Черныш, Л.В.Колосов и др. // - Стальные канаты – К.: Техніка, 1967. -№ 4. – С.26 -29.
6. 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.
7. Фидровская Н.Н., Водолажский В.П. Оценка несущей способности канатного барабана при различнх схемах загрузки // Восточно-Европейский журнал передових технологий. -2006.-№1/2 (19)-с.89-90.
8. Фидровская Н.Н., Нестеренко В.В. Определение напряжений в стенке канатного барабана с подкрепляющими кольцами жесткости.// Науковий вісник будівництва. №55.- Харків: ХДТУБА.- с.245-249.

УДК 504.67.08:608.4(477)

Бондаренко І.В.

ГО «Регіональний центр науково-технічного розвитку»

МОДЕРНІЗАЦІЯ ДРОБИЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ТВЕРДИХ ВІДХОДІВ В УМОВАХ ЕКОПОСЕЛЕНЬ УКРАЇНИ

Проблема та її зв'язок із науковими та практичними задачами. Сучасна організація мегаполісів та інших розвинених населених пунктів часто характеризується екологічною кризою. Зниження якості життя людини в умовах сучасного міста сприяло початку і стимуляції активного пошуку та розробки альтернативних збалансованих форм урбаністичного заселення територій, придатних для життя груп людей. Однією з узагальнюючих форм процесу деурбанізації сьогодні є концепція екологічних поселень (далі - екопоселень), що створені для організації екологічно чистого простору для життя групи людей, як правило, виходять з принципів сталого розвитку та організують харчування за рахунок органічного сільського господарства. На ряду із багатьма країнами світу практичне впровадження концепції екопоселень стає все більш актуальним і в Україні. Сьогодні в світі налічується біля 2000 екопоселень.

У нас в країні на даний час цей підхід до комплексного вирішення екологічних проблем має доволі низький рівень розвитку. Але сучасний геополітичний стан країни, разом з очевидною необхідністю екологізації українських мегаполісів, відкриває нові актуальні напрямки його реалізації [1-2].