

Симоненко В.В. студент гр. 133А-21-2

Науковий керівник: Панченко О.В., к.т.н., доцент кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні

(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОЗРІЗНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН ЗБІЛЬШЕНОЇ КАНАТОМІСТКОСТІ

У зв'язку з необхідністю збільшення глибини підймання та пов'язаного з цим ускладненням конструкції барабана ШПМ розробка методики розрахунку барабана підйомної машини на осьову жорсткість є актуальною науковою задачею.

На рис.1 наведено приклад підйомної машини з дисковими гальмами та трьома секціями барабана. Для барабанів такої конструкції характерно можливість великих осьових переміщень підкріпленої конструкції.

Для розробки методики розрахунку таких машин у якості основи використовуємо метод усереднення [1], який у нашому випадку можна описати наступним алгоритмом:

1. Вихідну конструкцію представляємо у вигляді сукупності вузлів (рис. 1), що допускають апріорне уявлення про їх навантаження і НДС.

2. Вибирається параметр усереднення, як правило, це товщина оболонки або лобовини і т.д.

3. Будується параметричні моделі кожного такого вузла.

4. Вибираються характерні розрахункові випадки для всіх вузлів, наприклад для підкріплених барабанів – це вісесиметричне стиснення або вигин барабана як балки.

5. Знаходяться значення параметрів оптимізації для кожного вузла, при якому жорсткість усередненого вузла при обраному розрахунковому випадку навантаження збігається з жорсткістю вихідного підкріпленого вузла.

6. Для кожного розрахункового випадку навантаження підкріпленої конструкції виконується збірка з відповідних усереднених вузлів.

7. Виконується порівняння розрахунків і вибирається найбільш небезпечний.

В якості граничних умов розглянемо навантаження барабана силою тяжіння, двома силами розтягування від канатів, що набігає і збігає та тиску від навитого канату. Як параметричну моделі підшипника застосуємо інструмент SolidWorks Simulation «Опора підшипника».

Як параметр усереднення застосуємо змінну товщину лобовини в конструкції вузла без косинок і ребер та обчислюємо два розрахункових випадки: «зсув» та навантаження зовнішнім тиском.

Виходячи зі знайдених значень параметрів моделей кожного вузла створимо ескізи відповідних тіл обертання з подальшим вирізом восьми симетрично розташованих отворів в лобовині.

В якості параметричної моделі вала з маточинами виберемо вихідну конструкцію вузла.

Для створення скінченноелементної моделі барабана використовувався комп'ютер середньої потужності, на якому розрахунок обмежувався кількістю вузлів сітки скінченних елементів рівним 750000.

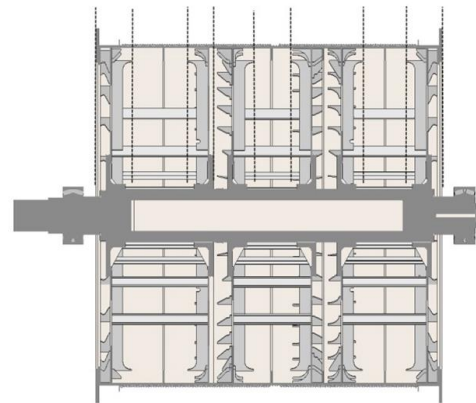


Рисунок 1 – Конструкція барабана

В результаті створення сіток скінченних елементів отримані сітки на основі кривизни з максимальним розміром елемента 100 мм для розрахункових випадків «зсув» і «тиск» з характеристиками:

- для «зсуву»: кількість вузлів – 645107, максимальне співвідношення сторін – 23,547;

- для «тиску»: кількість вузлів – 662055, максимальне співвідношення сторін – 23,422.

Для розрахунку використовувалася обчислювальна програма FFEPlus. Час розрахунку – 10,5 хв.

В результаті розрахунків отримані осьові переміщення кромки гальмівних дисків барабана (рис. 2):

- розрахунковий випадок «зсув»: для заклиненої частини (рис 2а) максимальне позитивне – 0,654 мм, мінімальне негативне – 0,355 мм, для переставної частини (рис 2б) – максимальне позитивне – 1,766 мм, мінімальне негативне – 0,176 мм.

- розрахунковий випадок «тиск»: для заклиненої частини (рис 3а) максимальне позитивне – 0,584 мм, мінімальне негативне – 0,433 мм, для переставної частини (рис 3б) – максимальне негативне – 1,327 мм, мінімальне негативне – 3,246 мм.

Максимальна похибка склала 8,1 % для «зсуву» і 69 % для «тиску».

Висновок

У запропонованій методиці розрахунку істотну роль відіграє вибір, так званого, пробного навантаження, яким навантажуються окремі елементи (вузли) конструкції з обраним способом закріплення. Так для розглянутих конструкцій вузлів барабана були обрані два види навантаження: рівномірним зовнішнім тиском і зрушенням при закріпленні вузлів по межі з'єднання їх зі маточиною. Потім визначалася товщина лобовини, що забезпечує відповідну жорсткість в першому і другому випадку. Виявилося, що похибка максимальних осьових переміщень кромки гальмівних дисків склала для складання з вузлів з усередненою лобовиною по першому випадку – 8,1 %, а по другому – 69 %.

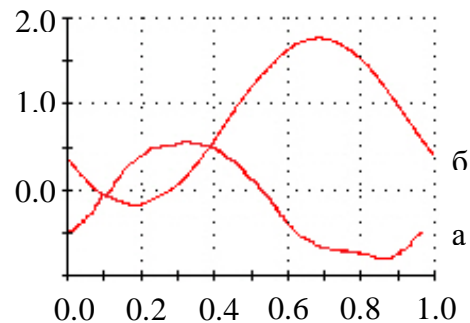


Рисунок 2 – Осьові переміщення кромки гальмівних дисків при розрахунковому випадку «зсув»: а) заклиненої частини барабана; б) переставної частини барабана

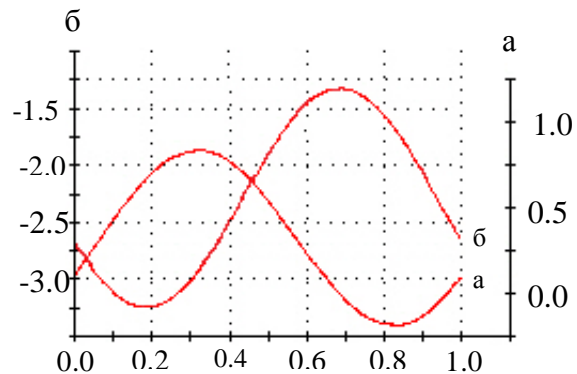


Рисунок 3 – Осьові переміщення кромки гальмівних дисків при розрахунковому випадку «тиск»: а) заклиненої частини барабана; б) переставної частини барабана

Перелік посилань

1. Болотин В.В., Новичков Ю.Н. Механика многослойных конструкций. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.