

5. Выводы

1. Вероятность комплектования при ранжировании значительно превышает вероятность комплектования при селективной сборке, и приближается к полной взаимозаменяемости. Следует шире применять этот метод комплектования на практике.

2. При настройке оборудования для обработки посадочных размеров под селективное комплектование следует учитывать наличие нескольких максимумов вероятности комплектования. Необходимо устанавливать настроечные размеры с целью попадания в области максимумов вероятности комплектования.

3. Вероятность селективного комплектования и комплектования с ранжированием зависит от положения центров распределения посадочных размеров в партиях деталей. Если невозможно стабилизировать центры кривых распределения в партиях, то одно-

стороннее их смещение в меньшей мере снижает вероятность комплектования, чем разностороннее. Эта особенность характерна для ранжирования в меньшей мере, чем для селективного комплектования.

Литература

1. Куприянов А.В. Комплектование при сборке с подбором деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2001. - №11. – С. 8-10.
2. Куприянов А.В. Эффективность сборки с подбором деталей // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Технологии в машиностроении», выпуск №17. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – С. 81-84.
3. Логвиновский А.Г., Куприянов А.В. Влияние точности измерительного прибора на параметры процесса сборки // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2005. - №4/2(16). – С. 57-60.

УДК 622.673.8

ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ В КАНАТІ ПРИ БАГАТОШАРОВІЙ НАВИВЦІ

Н.М. Фідровська

Кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри*

І.С. Варченко

Аспірант*

*Кафедра промислового і автомобільного транспорту
Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

У даній статті розглянуті динамічні напруги, що виникають в канаті при багат шаровій навивці на барабан. Розраховані та виведені графіки відхилення перетину каната від положення рівноваги, виникаючих напруг під час переходу каната з шару в шар і визначений вплив діаметру каната на динамічну напругу

Ключові слова: канатний барабан, напруження стиснення, деформація, натяг каната

В данной статье рассмотрены динамические усилия, возникающие в канате при многослойной навивке на барабан. Рассчитаны и выведены графики отклонения сечения каната от положения равновесия, возникающих напряжений при переходе каната из слоя в слой и определено влияние диаметра каната на динамическое напряжение

Ключевые слова: канатный барабан, напряжение сжатия, деформация, натяжение каната

In this article considered dynamic tension arising up in a rope. Expected and the graphs of declining of section of rope are shown out from position of equilibrium, nascent tensions in transition of rope from a layer in a layer and certain influence of diameter of rope on dynamic tension

Keywords: rope drum, tensions of compression, deformation, pull of rope

1. Вступ

У більшості випадків на підйомних машинах застосовуються барабани для одношарової навивки каната.

Це пояснюється тим що, одношарові барабани мають більший ресурс роботи та такі переваги як, спокійна робота підйому, стала крутного моменту (якщо зовнішнє навантаження не міняється). Але у деяких випадках

вказані переваги важко або неможливо реалізувати. Зокрема при великій канатоємкості діаметр та довжина барабану для одношарової навивки мають бути збільшеними. Це призводить до: збільшення крутного моменту на валу барабана; збільшення передавального числа редуктора; збільшення кута відхилення каната, що часто ускладнює загальну компоновку підйомного механізму і агрегату в цілому. У цих випадках найраціональніше буде застосувати багатошарову навивку каната, при якій на барабан навивається в декілька шарів канат, навантажений вагою вантажу який підіймається.

При багатошаровій навивці термін служби каната зменшується, це є однією з причин обмеженості її застосування, але часто негативні сторони багатошарової навивки перебільшуються. Це відображається у труднощах укладання каната на барабані, що не завжди усувається за допомогою спеціальних канатоукладчиків, оцінках зусиль, що виникають у витках каната та стінці барабана. Для того щоб пом'якшити вплив поперечного навантаження, обмежувалися трьома шарами навивки, дуже рідко приймалося п'ять шарів.

2. Аналіз існуючих досліджень

З появою теорії багатошарової навивки [1] з'явилась можливість відкинути старі стереотипи обмеження у її застосуванні. Це в свою чергу привело до модернізації установок та підвішені її працєвиготості. Особливо це відноситься до пристроїв легкого режиму роботи, коли питання зносу каната мають особливе значення.

Розміри барабана для багатошарової навивки залежать від потрібної канатоємкості, та мінімального діаметру барабана (D/d). Досвід застосування багатошарової навивки в кранобудуванні досить обмежений

Під час переходу каната з шару на шар, унаслідок зміни радіусу навивки, у канаті виникають додаткові динамічні навантаження [2].

Маса каната зазвичай не враховується тому, що має незначний вплив на розрахунки в порівнянні з масою вантажу. Коливання каната представляються як малі переміщення механічної системи з однією мірою свободи. Розглядатимемо тільки вимушені коливання системи, припускаючи, що процес протікає вельми тривалий час, коли власні коливання вже не роблять істотного впливу на динамічні процеси, що відбуваються. Іншими словами, припускатимемо, що додаткові початкова швидкість і початкове відхилення каната рівні нулю.

Диференціальне рівняння руху можна представити таким чином: [2]

$$q + k^2q = F(t) \tag{1}$$

де q - узагальнена координата (динамічне відхилення перетину каната від положення рівноваги);

k - кругова частота власних коливань системи. Збуджуюча функція, що є прискоренням витка каната при його переході з шару на шар в інтервалі часу

$0 < t < d$ відповідному одному обороту барабана,

$$F(t) = \omega^2 d (e^{-3t} - e^{-96t}) \tag{2}$$

де ω - кутова швидкість обертання барабана;

d - діаметр каната;

t - поточна координата часу.

3. Динамічні зусилля в канаті при багатошаровій навивці

Початкові дані:

Навантаження – 5т.

Канат ЛК-3 6x25 (1+6; 6+12) + (о.с).

Діаметр каната – 17,5мм.

Висота підйому – 40м.

Діаметр барабана – 300мм.

Довжина барабана – 1000мм.

Швидкість навивки – 12об/хв.

Кратність поліспасти – 4.

Кругова частота власних коливань системи визначається за формулою [2]:

$$k = \frac{\sqrt{E \cdot F \cdot g}}{p \cdot l} \tag{3}$$

де E - модуль пружності матеріалу каната $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа;

F - площа перетину дроту каната $F = 114.0$ мм²;

g - прискорення вільного падіння;

p - навантаження;

l - довжина канату.

$$k = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 114 \cdot 9.81}{49050 \cdot 160}} = 5.47$$

Кутова швидкість обертання барабана;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1.256 \text{ рад};$$

Час повного оберту барабану

$$\tau = \frac{60}{n} = \frac{60}{12} = 5 \text{ с},$$

Вирішення диференціального рівняння (1) з правою частиною, що змінюється згідно з (2) законом в інтервалі часу $0 \leq t \leq \tau$ має вигляд:

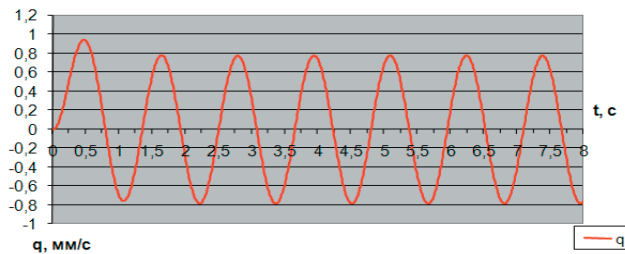
$$q(t) = \frac{\omega^2 d}{k} \int_0^t F(u) (e^{-3u} - e^{-96u}) du \tag{4}$$

Інтегруючи рівняння (3), отримуємо

$$q(t) = \frac{\omega^2 d}{k} \left[\int_0^t \sin kt \cdot e^{-3u} \cos ku \cdot du - \int_0^t \sin kt \cdot e^{-96u} \cos ku \cdot du - \left(-\int_0^t \cos kt \cdot e^{-3u} \sin ku \cdot du + \int_0^t \cos kt \cdot e^{-96u} \sin ku \cdot du \right) \right] = \frac{\omega^2 d}{k} \frac{1}{9+k^2} (3 \sin kt + ke^{-3t} - k \cos kt) - \frac{\omega^2 d}{k} \frac{1}{9200+k^2} (96 \sin kt + ke^{-96t} - k \cos kt). \tag{5}$$

У інтервалі часу $t > \tau$

$$q|_{t>\tau} = \frac{\omega^2 d}{k} \int_0^t (e^{-3u} - e^{-96u}) du = \frac{\omega^2 d}{k} \frac{1}{9+k^2} \{3 \sin kt - k \cos kt + e^{-3\tau} [3 \sin k(t-\tau) - k \cos k(t-\tau)]\} - \frac{\omega^2 d}{k} \frac{1}{9200+k^2} \{96 \sin kt - k \cos kt + e^{-96\tau} [96 \sin k(t-\tau) - k \cos k(t-\tau)]\}. \tag{6}$$

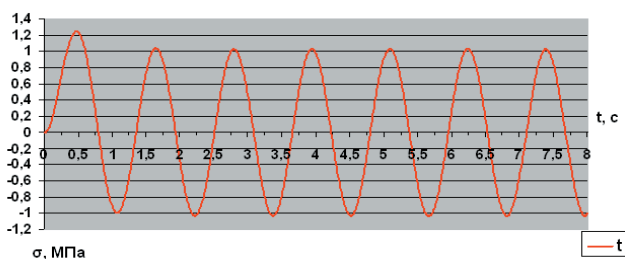


Графік 3.1. Динамічне відхилення перетину каната від положення рівноваги під час прискорення витка каната при його переході з шару на шар в інтервалі часу, відповідному одному обороту барабана

Рівняння (5) та (6) дають можливість визначити динамічні переміщення витка каната при його переході з шару на шар і знаходити додаткову напругу, що виникає в канаті

$$\sigma_{\text{дин}} = \frac{q(t)}{l} E, \tag{8}$$

де E - модуль пружності матеріалу каната;
l - довжина каната.



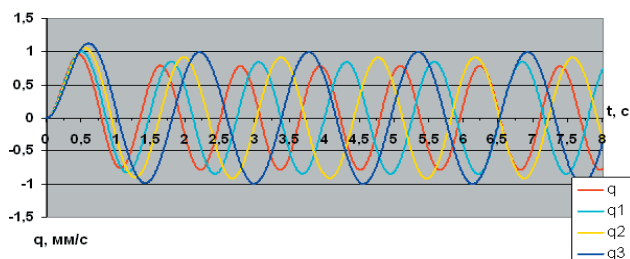
Графік 3.2. Динамічна напруга, що виникає в канаті при його переході з шару на шар

Відстежимо вплив діаметру каната на максимальне динамічне відхилення. Розглянемо канати з діаметром d₁ = 16 мм, d₂ = 14.5 мм, та d₃ = 13 мм.

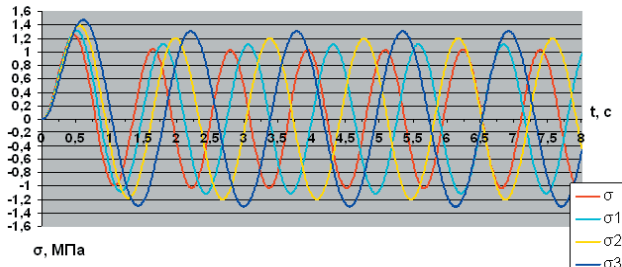
$$k_1 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 94.5 \cdot 9.81}{49050 \cdot 160}} = 4.981$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 77 \cdot 9.81}{49050 \cdot 160}} = 4.496$$

$$k_3 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 61 \cdot 9.81}{49050 \cdot 160}} = 4.002$$



Графік 3.3. Динамічне відхилення перетину для каната діаметром d = 17.5 мм (q), d₁ = 16 мм (q₁), d₂ = 14.5 мм (q₂), та d₃ = 13 мм (q₃)



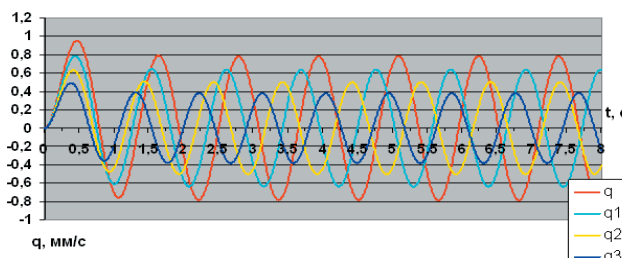
Графік 3.4. Динамічна напруга, що виникає в канаті діаметром d = 17.5 мм (σ), d₁ = 16 мм (σ₁), d₂ = 14.5 мм (σ₂), та d₃ = 13 мм (σ₃)

Відстежимо вплив висоти підйому вантажу на максимальне динамічне відхилення. Розглянемо висоту підйому H₁ = 35 м; H₂ = 30 м; H₃ = 25 м.

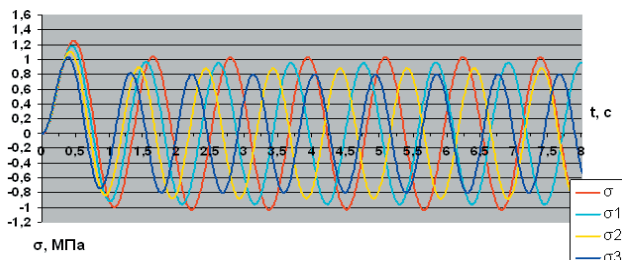
$$k_1 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 114 \cdot 9.81}{49050 \cdot 140}} = 5.848$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 114 \cdot 9.81}{49050 \cdot 120}} = 6.317$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5 \cdot 114 \cdot 9.81}{49050 \cdot 100}} = 6.92$$



Графік 3.5. Динамічне відхилення перетину для висоти підйому вантажу H = 40 м (q), H₁ = 35 м (q₁), H₂ = 30 м (q₂), та H₃ = 25 м (q₃).



Графік 3.6. Динамічна напруга, що виникає в канаті при висоті підйому вантажу H = 40 м (σ), H₁ = 35 м (σ₁), H₂ = 30 м (σ₂), та H₃ = 25 м (σ₃).

4. Висновок

Згідно з наведеними розрахунками перетин канату в процесі навивки 2- го й наступних шарів має цілком певний закон переміщення. Розглянуті «критичні місця» де канат у другому й наступних шарах робить стрибкоподібне переміщення. За один оборот барабана

відбувається 2 подібних стрибка. Саме ці місця є небезпечними концентраторами напруг. Максимальна динамічна напруга визначена з наведених рівнянь (для нормальних умов експлуатації) становлять у критичних ділянках близько 7-18% величини середніх розтягувальних напруг.

Наведені графіки динамічних відхилень перетину канату від положення рівноваги показують знакозмінне переміщення канату, що скорочує робочий ресурс канату й барабана

Література

1. Ковальський Б. С., Кожин В. С., Барабаны грузоподъемных машин Харьков ХВКИУ 1964, 164 с.

2. Почтовенко Ю.Є. Деякі елементи динаміки двошарової навівки канатів на барабанах. – В.кн.: Підйомно-трансп. устаткування «Техніка», Київ, 1970

3. Ковальський Б. С., Фидровская Н. М. Расчет нагрузок стенки канатного барабана. // Подъемно транспортное оборудование. // Респ. Межвед научн.-техн Сб. // 1984 выл 15 с. 14-17.

4. Александров М.П. Грузоподъемные машины Москва 2000 р. 550с.

У статті представлено результати дослідження факторів, які викликають коливальні процеси в контакті шини з ґрунтом. Запропонована математична модель взаємодії одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом. Наведено результати експериментальних досліджень процесу взаємодії моделі пневматичної шини з сипучим ґрунтом

Ключові слова: пневматична шина, сипучий ґрунт, прохідність

В статтє представлены исследованя факторов, вызывающих колебательные процессы в контакте шины с ґрунтом. Предложена математическая модель взаимодействия одиночного колесного движителя с сыпучим ґрунтом. Представлены результаты экспериментальных исследований процесса взаимодействия модели пневматической шины с сыпучим ґрунтом

Ключевые слова: пневматическая шина, сыпучий ґрунт, проходимость

Probes of the factors causing oscillatory processes in contact piece of the tyre with a ground are presented. The mathematical model of interaction single wheel with a loose ground is offered. Results of experimental researches of process interaction of model the pneumatic tyre with a loose ground are presented

Key words: tyre, loose ground, ability to travel cross-country

УДК 629.113

ДИНАМІЧНІ ЗАДАЧІ ВЗАЄМОДІЇ ОДИНОЧНОГО КОЛІСНОГО РУШІЯ З СИПУЧИМ ҐРУНТОМ З ВРАХУВАННЯМ БУКСУВАННЯ

Д.Б. Бегерський
Асистент

Кафедра автомобілів і механіки технічних систем
Житомирський державний технологічний університет
вул. Черняховського, 103, м. Житомир, Україна 10005
E-mail: begerskiy@mail.ru

1. Вступ

Обґрунтування необхідності досліджень. Значний внесок у розвиток теорії автомобілів високої прохідності, удосконалювання їхніх конструкцій

внесений дослідниками Є.О. Чудаковим, А.К. Фрумкіним, Г. В. Зімелевим, М. Ф. Бочаровим, Я. С. Агейкінім, Г.А. Смірновим, В.І. Кнорозом, Б.М. Семеновим, Г.Б. Безбородовою, М.Ф. Кошарним, С.Г. Вольським, М.Г. Беккером, А. Солтинским, і багать-