

УДК 621.855., 621.867

Герук¹ С.М. канд., техн., наук, Довбиш² А.П. аспірант

¹Житомирський агротехнічний коледж

²ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРИВІДНОМУ ЛАНЦЮЗІ КОНВЕЄРА

Ph.D., Assoc. S. Heruk, A. Dovbush

THE RESEARCH OF DYNAMIC LOADS IN THE DRIVE CHAIN CONVEYOR

Технологічні процеси підготовки зерна різних сільськогосподарських культур для переробки, зберігання чи реалізації включають в себе низку послідовних операцій автоматизація яких значною мірою знижує собівартість кінцевого продукту.

Найбільш ефективними у роботі є конвеєрні лінії. Вони відносно прості у виготовленні, можуть переміщати зерно на значну віддаль (у тому числі і на значну висоту). До того ж, на відміну від шнекових машин значно менше травмують зерно. У конвеєрних машинах за робочий привідний елемент використовують, як правило канати, спеціальні ланцюги, шнеки, рідше спеціально змонтовані гумові секції. Динамічні зусилля у елементах машин та споруд визначаються переміщеннями відповідних перерізів та співвідношеннями, які описують пружні властивості матеріалу розглядуваного об'єкту.

Однак, динамічні пружні властивості канатів значною мірою відрізняються від ланцюгів: якщо основне співвідношення, яке описує пружні властивості канатів із достатнім ступенем точності можна описати лінійним або квазілінійним співвідношенням, то для ланцюгів – істотно нелінійним причому параметр не лінійності ν та модуль пружності E для різних типів ланцюгів змінюється відповідно в межах $1,1 < \nu < 2,8$; $1,9 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} < E < 7 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

$$\sigma = E \varepsilon^{\nu+1}, \quad (1)$$

Для трубчатих конвеєрів, які транспортують зерно математична модель процесу буде мати якісно новий вигляд у порівнянні із розглянутим у канатним робочим органом. Це вимагає для ланцюгового конвеєра транспортування зерна розробити свій метод аналізу впливу широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на процес транспортування зерна.

Під час переходу через резонанс, максимальне значення динамічної деформації ланцюга рівне значенню відповідної амплітуди. Отже, найбільше динамічне зусилля (\bar{T}) у ланцюгу рівне

$$\bar{T} = E \left(\frac{a + \Delta L}{L} \right)^{\nu+1}. \quad (2)$$

Приймаючи до уваги, що для випадку переходу через резонанс $a \gg \Delta L$ для оцінки максимального динамічного зусилля можна обмежитись залежністю

$$\bar{T} = \frac{E}{L^{\nu+1}} (a^{\nu+1} + (\nu + 1) a^{\nu} \Delta L), \quad (3)$$

а відтак максимальне нормальне динамічне напруження у прямолінійній вітці ланцюга рівне

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{T}}{A} = \frac{E}{AL^{\nu+1}} (a^{\nu+1} + (\nu + 1) a^{\nu} \Delta L) \quad (4)$$