

УДК 631.3.01
Б.Ю. Капаціла

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ПЕРЕВІРКА ПРИВОДУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА НА УМОВУ ПОЯВИ РЕЗОНАНСУ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

B.Y. Kapatsila

ASSAY OF SCREW CONVEYOR TO CONDITION OF RESONANCE OF TORSIONAL OSCILLATIONS

Як відомо, привід гвинтового конвеєра складається з пружних ланок (муфт, валів) і обертових мас (ротора двигуна, муфти, маховика тощо). Разом з гвинтом конвеєра, який також має певну рухому масу, привід можна розглядати як пружну коливну систему. Відомо, що при певних співвідношеннях між параметрами коливної системи і параметрами її періодичного навантаження можуть з'явитись резонансні явища, які становлять небезпеку її руйнування.

Для виявлення умов виникнення резонансу крутильних коливань у приводі, розглянемо схему конвеєра (рис. 1, а), до складу якої входять електродвигун 1, пружна муфта 2, зубчаста передача 3, муфта 4, робочий орган (гвинт) 5. Муфта 2 разом із валами, які вона з'єднує, утворює пружну ланку з крутильною жорсткістю C_1 , а муфта 4 разом із відповідними валами – пружну ланку із крутильною жорсткістю C_2 . Найбільшими обертовими масами, які слід брати до уваги, є ротор двигуна з моментом інерції $J_{об}$, муфти 2 і 4 з моментами інерції відповідно J_1 і J_2 , а також обертова маса гвинта конвеєра з моментом інерції J_2 . Моменти інерції зубчастих коліс редуктора малі порівняно з моментами інерції інших ланок і тому при розрахунку вони не враховуються.

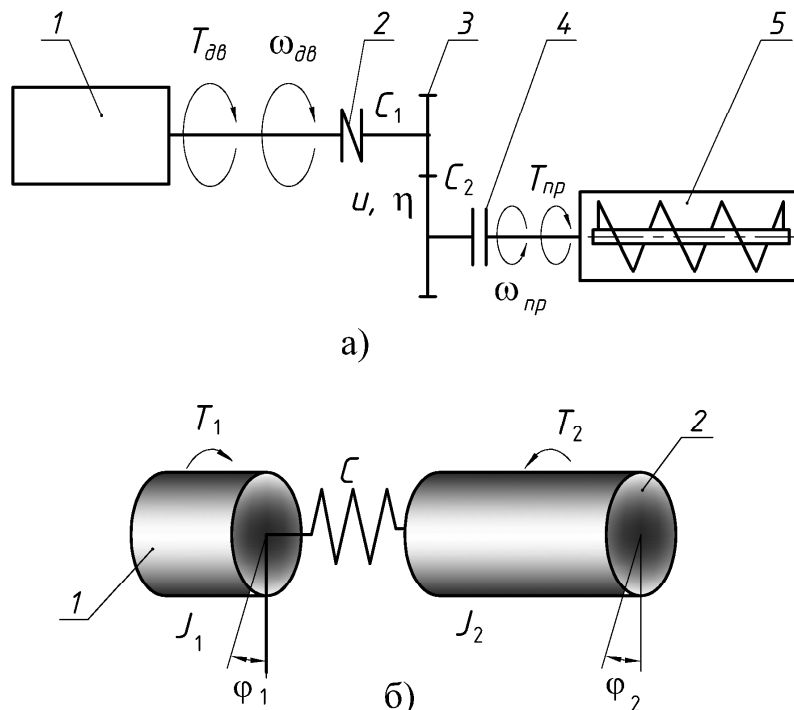


Рис.1. Реальна (а) і зведена (б) схеми гвинтового конвеєра

Припустимо, що двигун розвиває обертовий момент $T_{\text{дв}}$ при кутовій швидкості $\omega_{\text{дв}}$, а приводний вал робочого органу навантажується крутним моментом $T_{\text{пр}} = T_{\text{дв}}u\eta$ при кутовій швидкості $\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{дв}}/u$, де u – передаточне число зубчастої передачі, η – її ККД. Для спрощення досліджень дійсну схему машини замінюємо її зведеною розрахунковою схемою (рис.1, б), яка має дві маси, з'єднаних пружною ланкою з жорсткістю C . В даній схемі потрібно встановити зведені зовнішні навантаження, зведені моменти інерції мас J_1 і J_2 , а також зведену крутильну жорсткість пружної ланки, що з'єднує обертові маси 1 і 2. Умовою зведення моментів інерції та жорсткостей є рівність відповідно кінетичних та потенціальних енергій ланок машини в дійсній і зведеній схемах.

Критичну кутову швидкість вала двигуна для розглянутої схеми приводу конвеєра можна знайти за виразом:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{C(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}.$$

Момент інерції гвинтового профілю:

$$J_2 = \gamma H \varphi \int_r^R \rho^3 \left(1 + \frac{T^2}{8\pi^2 \rho^3} \right) \partial \rho = \gamma H \varphi \left[\frac{R^4 - r^4}{4} + \frac{T^2 (R^2 - r^2)}{16\pi^2} \right];$$

де H – товщина стрічки;

R, r – відповідно зовнішній та внутрішній радіус стрічки;

ρ – приведений радіус інерції;

V – об'єм гвинтового сектора;

φ – радіус гвинтового сектора.

Прийнявши $B = R - r$ і $D_c = R + r$, отримаємо:

$$J_2 = \frac{\gamma \varphi H B D_c}{4} \left[R^2 + r^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right].$$

Для надійного запобігання резонансу крутильних коливань в приводі необхідно, щоб фактична кутова швидкість ω вала двигуна відрізнялась від критичної швидкості $\omega_{\text{кр}}$ не менш як на 30%.

Усунути умову появи резонансу крутильних коливань у приводі можна зміною крутильних жорсткостей окремих ланок або моментів інерції рухомих мас при заданій частоті обертання вала двигуна приводу.

Література

1.Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. [Текст] / Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. – Львов: «Вища школа». Изд-во при ун-те, 1989. – 176 с.

2.Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. [Текст] / Павлище В.Т. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.