

ВИБІР БЕЗРЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ХОЛОСТА ВІТКА ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ - НАТЯЖНИЙ ПРИСТРІЙ

Анотація. В багатьох ланцюгових передачах для натягу холостої вітки використовують натяжні пристрої, які впливають на процеси виникнення коливань віток. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів натяжних пристроїв (маса, жорсткість) на появу резонансних частот.

В багатьох ланцюгових передачах необхідний натяг холостої вітки створюється за допомогою натяжних пристроїв.

Спробуємо оцінити вплив інерційних параметрів і параметрів жорсткості натяжного пристрою на частоти власних поперечних коливань веденої (холостої) вітки передачі з метою запобігання роботи в зонах, близьких до резонансних.

Введемо позначення: m - маса; s - жорсткість натяжного пристрою, приведені до осі натяжної зірочки; ℓ_1 - довжина ділянки холостої вітки, що знаходиться зліва від натяжного пристрою; β_1 - кут її нахилу до горизонту; ℓ_2 - довжина ділянки холостої вітки, що знаходиться справа від натяжного пристрою; β_2 - кут її нахилу до горизонту; S_2 - натяг холостої вітки.

Характерною особливістю поперечних коливань холостої вітки є та обставина, що відхилення її точок відбувається під кутом $\beta(\beta_1 \text{ і } \beta_2)$ до напрямку нормалі у відповідній точці вітки, котрий визначається кутом нахилу відповідної розглядуваної ділянки (зліва від натяжного пристрою).

Рівняння власних коливань системи холоста вітка - натяжний пристрій одержимо, розглядаючи рівновагу елементарної ділянки холостої вітки:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} - \frac{S_2}{g \cos \beta} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (1)$$

де τ - біжучий час; x - координата холостої вітки; g - погонна маса ланцюга; u - вертикальне переміщення.

Рівняння руху ділянок зліва і справа від натяжного пристрою мають вигляд:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} - \frac{S_2}{g \cos \beta_1} \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} - \frac{S_2}{g \cos \beta_2} \cdot \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} = 0 \quad (3)$$

Рівняння (2), (3) повинні задовільняти такі граничні умови:

$$u_1(0; \tau) = 0; \quad (4)$$

$$u_2(\ell; \tau) = 0; \quad (5)$$

$$u_1(\ell; \tau) = u_2(0; \tau); \quad (6)$$

$$m \frac{\partial^2 u_2(0; \tau)}{\partial \tau^2} + C u_2(0; \tau) = S_2 \left[\frac{\partial u_2(0; \tau)}{\cos \beta_2 \partial x} - \frac{\partial u_1(\ell; \tau)}{\cos \beta_1 \partial x} - \operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2 \right] + F_n \quad (7)$$

Тут F_n - зусилля на штоці натяжного пристрою.

Рівняння (4) і (5) визначають граничні умови в точках підвісу холостої вітки.

Рівняння (6) та (7) є умовами сумісного руху двох ділянок холостої вітки і натяжної зірочки.

В положенні статичної рівноваги сила на штоці визначається за формулою:

$$F_n = S_2 (\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2) \quad (8)$$

Розв'язки рівнянь (2) і (3) мають відповідно вигляд:

$$u_1(x, \tau) = \left(A_1 \sin \frac{P}{\sqrt{\frac{S}{g \cos \beta_1}}} x + B_1 \cos \frac{P}{\sqrt{\frac{S}{g \cos \beta_1}}} x \right) \times (C_1 \sin pt + D_1 \cos pt) \quad (9)$$

де p - частота власних коливань.

$$u_2(x, \tau) = \left(A_2 \sin \frac{P}{\sqrt{\frac{S}{g \cos \beta_2}}} x + B_2 \cos \frac{P}{\sqrt{\frac{S}{g \cos \beta_2}}} x \right) \times (C_2 \sin pt + D_2 \cos pt) \quad (10)$$

Підставивши рівняння (9) і (10) в граничні умови, отримаємо частотне рівняння:

$$\frac{\operatorname{ctg} \frac{P}{\sqrt{S/q \cos \beta_1}} \ell_2}{\sqrt{S/q \cos \beta_2} \cos \beta_1} + \frac{\operatorname{ctg} \frac{P}{\sqrt{S/q \cos \beta_2}} \ell_1}{\sqrt{S/q \cos \beta_1} \cos \beta_2} = \frac{p^2 m - C}{S_2 P} \quad (11)$$

Позначимо $\frac{P}{\sqrt{S/q \cos \beta}} = \lambda$ і, враховуючи співвідношення $\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} = \frac{\ell_1}{\ell_2}$,

одержимо частотне рівняння в такому вигляді:

$$\sqrt{\frac{\ell_2}{\ell_1}} \operatorname{ctg} \sqrt{\frac{\ell_1}{\ell_2}} \lambda_2 \lambda_2 + \operatorname{ctg} \lambda_1 \ell_1 = \lambda_1 \frac{m}{q} - \frac{C \cos \beta_1}{S_2 \lambda_1} \quad (12)$$

Аналіз частотного рівняння показує, що при всіх інших рівних умовах збільшення кута β_1 приводить до збільшення всіх власних частот системи і, особливо на декілька перших, збільшення маси натяжного пристрою веде до зменшення частот. Якщо маса натяжного пристрою значно більша від маси ланцюга, то перша власна частота

$$P_1 = \frac{2S_2}{m\ell_1 \cos\beta_1} + \frac{c}{m} \quad (13)$$

Цєю формулою можна скористатися за умови, що

$$\frac{C \cos\beta_1}{S_2} \leq \frac{m}{P_k \cos\beta_1}$$

Масу m і жорсткість C натяжного пристрою, приведені до осі натяжної зірочки, можна визначити з умови балансу кінетичної і потенціальної енергії системи.

Після проведення статичного розрахунку системи, метою якого є визначення конструктивних параметрів пристрою, при котрих в холостій вітці створюється оптимальний натяг, необхідно перевірити систему на відсутність резонансних і колорезонансних режимів робіт.

Найбільшу небезпеку для роботи передачі являють близькість до співпадання трьох власних частот P_1 ; P_2 і P_3 з вимушуваними частотами, викликаними ексцентриситетами ведучої ω_1 і веденої ω_2 зірочок та різнорозмірністю довжин ділянок ланцюга.

Вказані вимушувачі частоти можуть бути визначені із співвідношення:

$$\omega_1 = \omega; \quad \omega_2 = \frac{1}{u_n} \omega$$

де ω_1 - частота обертання ведучої зірочки; u_n - передаточне число передачі.

Можна вважати, що безрезонансна робота системи буде забезпечена за умови:

$$0,7 \leq \frac{P_i}{\omega_j} \leq 1,4 \begin{matrix} (i=1;2;3\dots) \\ (j=1;2;3\dots) \end{matrix}$$

Summary. In many chain drivers tightening devices, which do not effect the processes of branch vibration appearance, are used to tight the idle branch. The effect of the constructional parameters of the tighten devices (weight, rigidity, etc.) on the appearance of the resonant frequency is analyzed in the article.

Стаття представлена професором Пилипенко О.І.