УДК 631.3.001.24.192

В. Ярошенко, О. Козлов
(Національний аграрний університет)

ДОВГОВІЧНІСТЬ ПАСІВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В ПРИВОДАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Запропонована математична модель визначення довговічності клинових пасів, якою зручно користуватись при обчисленнях на персональних ЕОМ. Результати досліджень дозволяють отримувати графічну залежність довговічності від монтажних неточностей. Результати аналітичних досліджень перевірені на реальному приводі стрічкового транспортера, який встановлено в кормоцеху тваринницької ферми. Врахувавши такі монтажні неточності, як осьове зміщення шківів та перекошування валів. При перекошуванні валів в межах 2...3° (що допускають сферичні підшипники кочення типу 1000) та незначному зміщенні шківів (до 5 мм на метр міжосьової відстані) ресурс пасів знижується на 20 %. Наведено рекомендації по підвищенню довговічності пасів, що застосовуються в приводах сільськогосподарських машин.

Клинопасові передачі в сільськогосподарських машинах набули досить широкого розповсюдження, але їх довговічність бажає бути кращою. За дослідженнями [1,2,3,4], встановлено, що середній ресурс таких пасів становить 400...6000 годин. Тут ми бачимо дуже велике розсіювання довговічності їх роботи. Найбільший термін служби мають паси, які встановлено на нерухомому стаціонарному промисловому обладнанні (2000...6000 годин). Дещо менший ресурс мають клинові паси приводу вентиляторів у дизельних та карбюраторних двигунах, що працюють на автомобілях (1400...2200 годин). На дизельних двигунах тракторів, де клинові паси працюють у

більш важких умовах, термін служби їх становить лише 1000…1400 годин. А найменше служать вони в приводах сільськогосподарських та меліоративних машин (всього 400…700 годин), які працюють у найважчих умовах та мають занижені проти рекомендованих нормами ГОСТів діаметри шківів.

На термін служби пасів крім відомих факторів, як наприклад, напруження попереднього натягу, корисне напруження, напруження згину, швидкість паса, кут нахилу лінії центрів передачі до горизонту, запиленість оточуючого середовища та інше, впливають, крім того, додаткові напруження, що виникають у пасах за рахунок монтажних неточностей типу непаралельності і перекошувань валів, осьових зміщень шківів на валах, а також осьового биття шківів, що виникають після монтажу шківів на вали. На рис.1 подано схему клинопасової передачі, в якій є осьове зміщення шківів Δ, а також показано кут непаралельності валів φ.

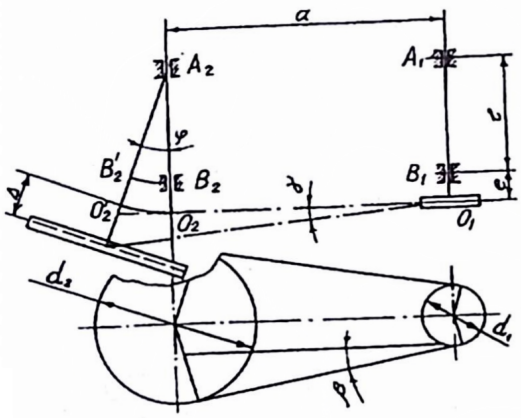

Рис. 1. Розрахункова схема клинопасної передачі з монтажними неточностями установки шківів

Якщо в пасовій передачі внаслідок монтажних неточностей існує лише осьове зміщення шківів, то в пасах при цьому виникають додаткові напруження згину в площині, яка перпендикулярна площині згину на шківах. При цьому найбільше сумарне напруження згину буде визначено так :

$$\sigma_{F\Sigma(\Delta)} = E \cdot \sqrt{\left(\frac{y}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta}{L}\right)^2}\ , \text{МПа}, \qquad (1)$$

де E – модуль пружності при згині (модуль Юнга 1-го роду), МПа (для прогумованих пасів клинопасових передач E=80…100 МПа);

y – відстань від найбільш небезпечних волокон паса до його нейтрального шару, мм;

d_1 – діаметр меншого шківа, мм;

Δ - осьове зміщення шківів на валах (див. рис. 1), мм;

L – довжина прямолінійної ділянки паса між шківами, мм :

$$L = a \cdot \cos\beta, \qquad (2)$$

де a – міжосьова відстань, мм;

β - половина кута між вітками паса.

$$\beta = \arcsin\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}, \qquad (3)$$

де d_2 – розрахунковий діаметр більшого (веденого) шківа, мм.

У випадку непаралельності чи перекошування валів при набіганні чи збіганні паса із шківів додатково виникає напруженя кручення, величина якого залежить від кута γ викривленя осі паса (див. рис. 1). Згідно з теорією найбільших дотичних напружень, еквівалентне напруження при цьому буде:

$$\sigma_{F\Sigma(\gamma)} = \sqrt{\sigma_{3r}^2 + 4 \cdot \tau_\gamma^2}\ , \text{МПа}, \tag{4}$$

де τ_γ - напруження кручення в матеріалі паса, яке можна визначити так :

$$\tau_\gamma = G \cdot \gamma, \text{МПа}, \tag{5}$$

де G – модуль пружності другого роду (модуль ковзання для зсуву), МПа.

Якщо в клинопасовій передачі має місце і осьове зміщення шківів Δ і непаралельність або перекошування валів φ (що найчастіше буває в практиці сільськогосподарського машинобудування), то будемо мати найбільше сумарне напруження згину і кручення клинового паса:

$$\sigma_{F\Sigma(\Delta,\gamma)} = \sqrt{\left(E \cdot \sqrt{\left(\frac{y}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta}{L}\right)^2} \right)^2 + 4 \cdot \left(G \cdot \gamma\right)^2}\ , \tag{6}$$

Для визначеня довговічності скористаємося формулою, запропонованою Б.А.Проніним :

$$L_h = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}}\right)^{11} \cdot \frac{10^7 \cdot C_F \cdot C_P}{z_{III} \cdot 3600 \cdot \nu}, \text{год.}, \tag{7}$$

де σ_{-1} - границя витривалості, МПа;

$\sigma_{\max}$ - максимальне напруження в елементах часу, МПа;

z_{III} - кількість шківів у клинопасовій передачі;

ν - частота пробігів паса : $V = \nu / \ L \cdot p$, 1/с;

ν - швидкість паса за нейтральним шаром, м/с;

L_p - розрахункова довжин паса (довжина за нейтральним шаром), м;

C_F, C_P - сталі коефіцієнти, що враховують різний ступінь згину паса на ведучому і веденому шківах та відповідно режим роботи передачі в машині.

Максимальне напруження в найбільш небезпечних елементах паса знайдемо із такої залежності :

$$\sigma_{\max} = \frac{m}{m-1} \cdot k + \sigma_{F\Sigma(\Delta,\gamma)} + \sigma_\nu, \tag{8}$$

де m – величина, що характеризує тягову здатність передачі (для клинопасової передачі m = 5);

k – корисне напруження в пасі (напруження, що виникає від колового зусилля, яке передається), МПа;

σ_ν - напруження від дії відцентрового прискоення, МПа;

$$k = \frac{10^3 \cdot P}{\nu \cdot A \cdot z_i \cdot k_a}, \tag{9}$$

де P – розрахункова потужність, що передається пасовою передачею, кВт;

A – площа поперечного перерізу паса, мм^2;

Z_i – кількість пасів в передачі;

K_a – коефіцієнт впливу кута обхвату ведучого шківа на тягову здатність клинопасової передачі.

Причому,
$$k_a = \frac{e^{\frac{\alpha_1}{110}} - 1}{e^{\frac{\alpha_1}{110}}} \cdot 1{,}24, \qquad (10)$$

де α_1 - кут обхвату пасом ведучого (меншого) шківа.

Напруження від дії відцентрового прискорення визначають так :
$$\sigma_v = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2, \qquad (11)$$

де ρ - густина (питома маса) паса ρ=1250...1400 кг/м^3.

Всі наведені формули подані в доступному для розрахунку на комп'ютері вигляді. Складена в Національному аграрному університеті на мові QBASIC програма дозволяє визначити довговічність пасів не лише клинопасових перадач, а і варіаторних, поліклинових та багатопрофільних (типу Banded Belt) із врахуванням монтажних неточностей установки шківів і валів. За результатами розрахунків будуємо графічну залежність (див. рис. 2).

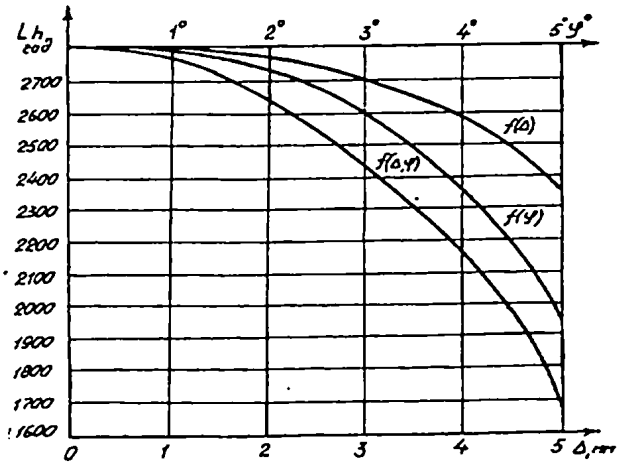

Рис. 2. Графічна залежність довговічності L_h клинових пасів від монтажних неточностей шківів Δ та φ

З графіка видно, що навіть незначні монтажні неточності суттєво впливають на термін служби пасів. Так, в приводі стрічкового транспортера, який використовують у кормоцеху тваринницької ферми, при осьовому зміщенні шківів Δ=5 мм та перекошуванні валів $\varphi = 3^\circ$ ресурс зменшується на 20 %. А коли на практиці зустрічаються і більші монтажні неточності, то термін служби пасів зменшується більш різко.

Тут мають вплив недоліки конструкцій зварних рам машин (деформації та тріщини, що виникають при виготовленні та під час експлуатації), не зовсім якісне виконання фундаментів під двигуни, редуктори та машини, зношування підшипників та посадочних місць у корпусах підшипників, деформації валів, деформації та зношування канавок у шківах, грубі порушення правил і вимог інженерно-конструкторської документації.

З метою покращення довговічності роботи клинових пасів необхідно постійно контролювати під час технічних обслуговувань стан монтажу складових частин клинопасових передач. Крім того, необхідно також робити попередні навмисні

відхилення від паралельності валів, які під дією деформації згину та зношення підшипників опор відновлювали б необхідну точність монтажу.

Висновки. Як показали результати аналітичних досліджень, виконаних для привода стрічкового транспортера, який встановлено в кормоцеху тваринницької ферми, термін служби клинових пасів суттєво змінюється від монтажних неточностей (осьового зміщення шківів та перекошування валів). Запропонована математична модель визначення довговічності клинових пасів зручна для роботи на персональній ЕОМ. Результати досліджень дозволяють отримати графічну залежність довговічності від монтажних неточностей. Навіть у межах перекошування валів, що допускаються дворядковими підшипниками кочення типу 1000 та незначному осьовому зміщенні шківів $\Delta = 5$ мм, ресурс пасів знижується на 20 %. Доцільно при монтажі пасових передач перевіряти паралельність та співвісність валів, частіше усувати зміщення шківів при експлуатації.

Summary. The proposed mathematics model of determination of resources of V-belts, which practical to use in personal computers. Results of researches allow to get graphics resource-unaccuracy of assembling. Results of analytic researches checked on tape transporter, which works in fodder section of cattle farm. In research was counted as inaccuracy of assembling as axle displacements pulleys and displacements of shafts. In displacements of shafts in 2...3° limits (that allow in 1000 type bearings) and displacements of pulleys (up to 5 mm for a 1 m distance). Resources of V-belts reducing up to 20 %.

Література

1. Б.А.Пронин, Г.А.Ревков. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. М.: Машиностроение, 1960.-462 с.
2. С.В.Солнцев. Исследование погрешностей монтажа роликовой цепной передачи и их влияние на долговечность. - Краснодар: 1974.-36 с.
3. О.Г.Карбасов. Надёжность клиноременных передач. – М.: Машиностроение , - 1976.-72 с.
4. Г.Д.Тамулевич, Г.Г.Бобылёв. Приводные ремни. – М.: Машиностроение, 1990.-232 с.