

УДК 621.867.4

І.В. Луців, д.т.н., професор, Т.С. Дубиняк, к.т.н., доцент, Ю.І Наконечний,  
В.А. Соколовський, М.А. Соколовський

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАТОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З МОЖЛИВІСТЮ САМОВІДКЛЮЧЕННЯ

I. Lutsiv, T. Dubyniak, Y. Nakonechny, V. Sokolovsky, M. Sokolovsky  
RESEARCH OF A SELF-DISCONNECTING PREVENTIVE COUPLING

Одним з істотних недоліків запобіжних зубчастих муфт є стрибкоподібна зміна крутного моменту в період пробуксовування. Для його усунення бажано позбутись явища пробуксовування повністю, або ж звести до мінімуму тривалість цього процесу, забезпечивши розмикання кінематичного ланцюга при перенавантаженні.

Запропонована зубчаста запобіжна муфта (рис. 1) значною мірою позбавлена вказаних недоліків. Вона виконана у вигляді вільно встановленої на ведучому валу 1

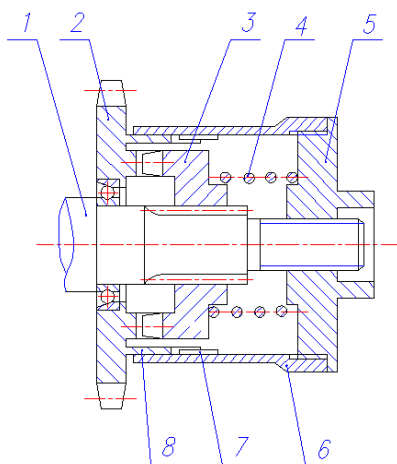


Рисунок 1. Муфта зубчаста запобіжна з можливістю самовідключення

веденої зірочки 2, що знаходиться в зачепленні з ведучою напівмуфтою 3. Остання, в свою чергу, встановлена на валу 1 з допомогою шліцевого з'єднання і притискається до зірочки 2 циліндричною пружиною 4, яка впирається в гайку 5. Ця гайка з'єднана з валом 1 внутрішньою різьбовою нарізкою, а зовнішньою різьбовою нарізкою – з циліндричним корпусом-втулкою 6. Кроки цих різьбових нарізок однакові. На протилежному торці втулки 6 виконані рівномірно по колу внутрішні поздовжні виступи 7, що входять у відповідні заглиблення циліндричного кільця 8, жорстко з'єднаного із зірочкою 2 і співвісного з поздовжньою віссю валу 1.

В штатному режимі роботи ведуча півмуфта 3 знаходиться в зачепленні із веденою зірочкою 2. При цьому виступи 7 входять у заглибини втулки 8 і тим самим фіксують її від обертання.

У випадку перевантаження ведена зірочка 2 зупиняється, а ведучий вал 1 продовжує обертатись. Зубчасте зачеплення між зірочкою 2 і півмуфтою 3 починає пробуксовувати. Оскільки гайка 5 не має можливості обертатись, то обертання вала 1 приводить до її згвинчування з вала до тих пір, поки її виступи 7 не вийдуть із зачеплення з впадинами кільця 8. В подальшому втулка 6 почне обертатись і переміщення гайки 5 вздовж осі вала 1 зупиниться. Таке переміщення гайки вздовж осі вала приводить до зменшення зусилля притискання пружини 4.

Після усунення причин перевантаження втулка 6 згвинчується з гайки 5 і знову встановлюється своїми виступами у відповідні заглибини кільця 8 на задану глибину. Гайка 5 накручується на різьбовий кінець ведучого вала 1. Оскільки кроки різьбових нарізок на гайці однакові, то при її накручуванні на вал вона одночасно буде переміщувати втулку у вихідне положення.

Розрахунки показують, що для початку пробуксовування зубців зубчастого зачеплення між зірочкою 2 і ведучою півмуфтою 3 повинна виконуватись наступна нерівність (проміжні розрахунки тут не приведені):

$$F_t \leq N \frac{\cos \beta + f \sin \beta}{\sin \beta - f \cos \beta} \quad (1)$$

Тут  $F_t$  - колове зусилля;  $N$  - зусилля стиснутої пружини;  $f$  - коефіцієнт тертя між зубцями;  $\beta$  - кут профілю зубців.

В момент початку проковзування зубців величина моменту опору повинна бути більшою деякого значення:

$$T_{c1} = F_{t0} \cdot R = N \cdot R \frac{\cos \beta + f \sin \beta}{\sin \beta - f \cos \beta} = N_0 \cdot R \cdot \eta \quad (2)$$

Тут  $F_{t0}$  - колове зусилля;  $R$  - середній радіус зубців;  $\eta$  - постійний коефіцієнт;  $N_0$  - початкове зусилля стиску пружини при повному вході в зачеплення зубців, визначається з умови передачі номінального крутного моменту муфтою.

Зусилля  $N_0$  створюється за рахунок попередньої деформації пружини на величину  $\lambda_0$ . При виході зубців із зачеплення величина крутного моменту на ведучій півмуфті буде зростати внаслідок стискання пружини до величини  $T_{c1max}$ . Звідси виходить, що повна пробуксовка зубців можлива тільки в тому випадку, коли момент опору буде більшим  $T_{c1max}$ . В подальшому характер зміни моменту буде залишатись таким же, проте внаслідок зменшення деформації пружини, визваної переміщенням гайки 5, величина початкового і граничного моментів будуть зменшуватись як показано на рис.2.

Величина цього зменшення при пробуксовуванні на один зубець  $\Delta T = C \cdot R \cdot \eta \frac{t_0}{z \cdot i}$ , де  $C$  - жорсткість пружини;  $t_0$  - хід різьбової нарізки;  $z$  та  $i$  - кількість зубців і заходів різьби.

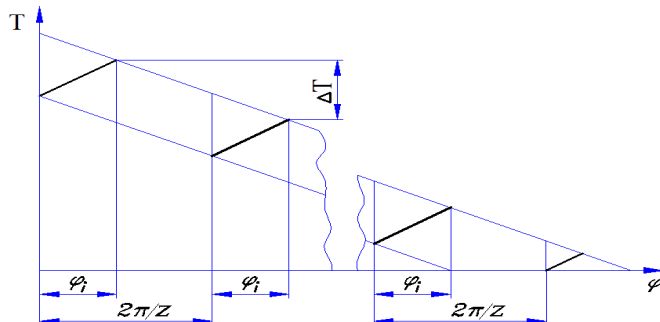


Рисунок 2. Графік зміни початкового і граничного моменту

Крім можливості самовідключення розроблена конструкція муфти має таку корисну властивість, як постійне зменшення зусилля притискання пружини під час пробуксовування. Це сприяє зменшенню зношування зубців та динамічних навантажень в приводі, позитивно впливає на довговічність і надійність роботи приводу в цілому.

### Література

1 Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches / I.V. Lutsiv, Iv.B. Nevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak // INMATEH – Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest. – Bucharest, 2017. – Vol. 51, № 1. – P. 69 – 76.

2 Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / I.B. Луців, Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // «Перспективні технології та прилади». – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – № 10 (1). – С. 115 – 121.