

УДК 677.055

МІСЯЦЬ В. П.

Київський національний університет технологій та дизайну

## ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ДВОПОТОЧНОГО ЛОБОВОГО ФРИКЦІЙНОГО ВАРІАТОРА

**Мета.** Удосконалення двопоточного лобового фрикційного варіатора та вибір його раціональних параметрів.

**Методика.** Використані сучасні методи теорії проектування фрикційних передач та варіаторів.

**Результати.** На основі аналізу існуючих конструкцій двопоточний лобових фрикційних варіаторів встановлено, що основним їх недоліком є необхідність зміни міжосьової відстані шестерень, що кінематично з'єднують котки між собою. Таке конструктивне рішення призводить до зміни стабільності роботи зубчастого зачеплення шестерень і, як наслідок, до зниження довговічності їх роботи та варіатора в цілому. Автори пропонують принципово нову конструкцію двопоточного лобового фрикційного варіатора, де цей недолік ліквідовано. Стабільність міжосьової відстані шестерень варіатора дозволяє стабілізувати процес їх зачеплення незалежно від режиму роботи та зношення котків і диску, що має місце в процесі роботи варіатора. Автори пропонують також метод вибору раціональних параметрів робочих елементів (котків та диску) двопоточного фрикційного варіатора та залежність, що дозволяє знайти необхідну силу переміщення котків відносно диску в процесі регулювання швидкості вихідного вала варіатора.

**Наукова новизна.** Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування лобових фрикційних варіаторів.

**Практична значимість.** Розробка нової конструкції двопоточного лобового фрикційного варіатора з постійною міжосьовою відстанню шестерень, що кінематично з'єднують котки, та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Ключові слова:** лобовий фрикційний варіатор, двопоточний лобовий фрикційний варіатор, котки фрикційного варіатора, диск фрикційного варіатора, метод розрахунку лобового фрикційного варіатора.

**Вступ.** Лобові фрикційні варіатори широко використовуються обладнанні легкої промисловості [1, 2]. При цьому перевагу слід віддати двопоточним варіаторам [3, 4]. Однак, суттєвим недоліком двопоточних лобових фрикційних варіаторів є необхідність зміни міжосьової відстані шестерень, що кінематично з'єднують котки між собою. Таке конструктивне рішення призводить до зміни стабільності роботи зубчастого зачеплення шестерень і, як наслідок, до зниження довговічності їх роботи та варіатора в цілому.

Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи двопоточних лобових фрикційних варіаторів є актуальною та своєчасною.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи лобових фрикційних варіаторів, завданням досліджень є удосконалення конструкції двопоточного лобового фрикційного варіатора та розробка методу вибору раціональних його параметрів.

**Результати дослідження.** Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи лобових фрикційних варіаторів є використання принципу двопоточності передачі потужності від ведучого до веденого валу [3, 4].

Відомий двопоточний лобовий фрикційний варіатор [5] (надалі варіатор), що містить кінематично з'єднані за допомогою шестерень два котки та диск, розташований між ними. Осі валів варіатора розташовані в одній площині, що зумовлює для забезпечення притиску котків до диску необхідність їх радіального переміщення, що можливо лише при зміні міжосьової відстані шестерень. Таке конструктивне рішення призводить до порушення точності зубчастого зачеплення шестерень і, як наслідок, до зниження довговічності їх роботи і варіатора в цілому.

Автори пропонують нову конструкцію варіатора (рис. 1), де вказаний недолік відсутній завдяки використанню двоплечого важеля з двома підшипниками та пружиною розтягу, вільно встановленого на ведучому валу варіатора. Таке рішення дозволяє здійснювати притиск котків до диску без зміни міжосьової відстані шестерень, що призводить до стабільності взаємодії останніх між собою, не порушуючи точність їх зубчастого зачеплення і, відповідно, до підвищення довговічності роботи варіатора.

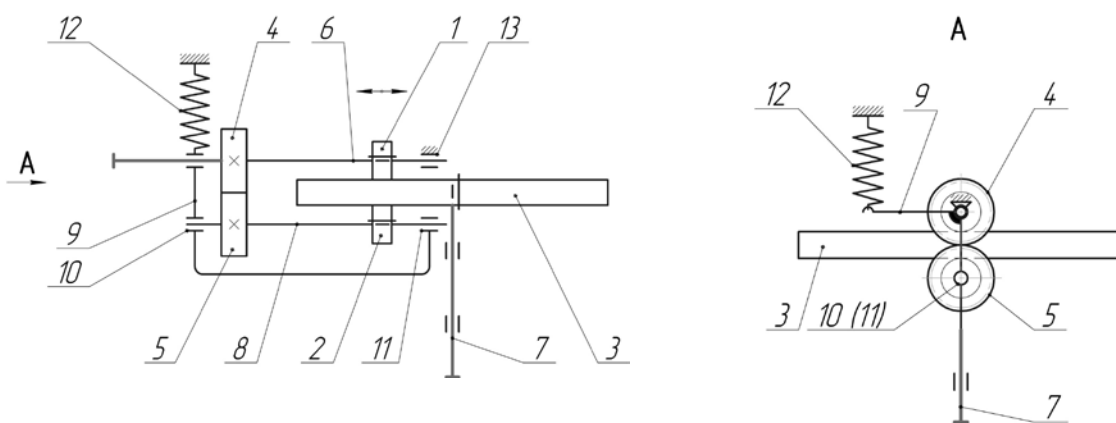


Рис. 1. Кінематична схема двопоточного лобового варіатора

Запропонований варіатор містить кінематично з'єднані між собою два котки 1, 2, диск 3, розташований між ними, дві циліндричні шестерні 4, 5, ведучий 6, ведений 7, проміжний 8 вали та двоплечий важіль 9 з двома підшипниками 10, 11 і пружиною розтягу 12, вільно встановлений на ведучому валу 6. Коток 1 і шестерня 4 встановлені на ведучому валу 6, розташованому в нерухомих підшипниках 13, причому коток встановлений з можливістю осьового переміщення, а шестерня жорстко закріплена на ведучому валу. Коток 2 встановлений на проміжному валу 8 з можливістю синхронного з котком 1 осьового переміщення вздовж проміжного вала, а шестерня 5 жорстко закріплена на ньому. Диск 3 встановлений на веденому валу 7 з можливістю осьового переміщення. Підшипники 10, 11 розташовані в одному плечі двоплечого важеля 9 і в них встановлений проміжний вал 8 з шестернею 5 та котком 2, а пружина розтягу 12 приєднана до другого плеча двоплечого важеля 9.

Принцип роботи варіатора полягає в наступному. Обертальний рух ведучого вала 6 передається котку 1 та за допомогою шестерень 4, 5 проміжному валу 8 і котку 2, встановленому на ньому. Коток 2, встановлений на проміжному валу 8, розташованому в двоплечому важелі 9, за допомогою пружини 12 притискується до диска 3, який, оскільки встановлений на ковзній шпонці, притискується до котка 1. Сили тертя, що виникають при

цьому в парах коток 2 – диск 3 і коток 1 – диск 3, зумовлюють обертальний рух диска 3 і з'єданого з ним веденого вала 7. Сили притиску котка 1 до диска 3 і котка 2 до диска 3 взаємно урівноважуються, як такі, що рівні по величині та протилежно направлені. При зміні товщини робочої поверхні диска 3, зумовленої її зношенням в процесі експлуатації, притиск котків 1, 2 до диска 3 не порушується, оскільки проміжний вал 8 має можливість разом з двоплечим важелем 9 переміщатись по дузі кола, радіус якого залишається незмінним, що забезпечує постійність міжосьової відстані шестерень 4, 5.

Регулювання швидкості обертання веденого вала 7 досягається шляхом синхронного переміщення котків 1, 2 вздовж відповідно ведучого 6 та проміжного 8 валів по ковзних шпонах за допомогою спеціального механізму (на рис. 1 не показаний). Синхронне осьове переміщення котків 1, 2, що обертаються з постійною частотою, призводить до зміни робочого радіуса диска 3 і, таким чином, до зміни швидкості обертання веденого вала 7, на якому він встановлений. При цьому переміщення котків вправо (згідно рис. 1) зменшує величину робочого радіуса диска, що призводить до збільшення частоти обертання веденого вала. При переміщенні роликів вліво робочий радіус диска збільшується і частота обертання веденого вала зменшується.

Основні параметри варіатора вибираються з використанням відомих методів розрахунку фрикційних передач та варіаторів [3, 4, 6, 7].

Діаметр котків  $d_1$  знаходиться із умови (при постійному моменті на виході варіатора):

$$d_1 = 1,023 \sqrt{\frac{E}{\psi i_{min}^2 f [\sigma]^2} \beta T_2}, \quad (1)$$

де  $E$  - приведений модуль пружності матеріалу котків та диску,  $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ ;

$E_1, E_2$  - модуль пружності матеріалу котка та диску відповідно;

$\psi$  - коефіцієнт ширини котка,  $\psi = b / r_{2min}$  або  $\psi = \frac{2\beta}{\frac{1+\beta}{\varepsilon} + 1}$ ; (2)

$b$  - ширина лінії контакту (ширина котка);

$r_{2min}$  - мінімальний розрахунковий радіус диску;

$\beta$  - коефіцієнт надійності роботи варіатора,  $\beta = 1,25 \dots 1,5$ ;

$\varepsilon$  - коефіцієнт ковзання пари коток-диск,  $\varepsilon = 0,005 \dots 0,02$ ;

$i_{min}$  - мінімальне передаточне число варіатора,  $i_{min} = d_{2min} / d_1$ ;

$d_{2min}$  - мінімальний розрахунковий діаметр диску;

$f$  - коефіцієнт тертя пари коток-диск;

$[\sigma]$  - допустиме контактне напруження матеріалу котків;

$T_2$  - крутний момент на вихідному валу варіатора, зумовлений взаємодією одного котка з диском,  $T_2 = 0,5T$ ;

$T$  - сумарний крутний момент на виході варіатора.

Максимальний та мінімальний робочі діаметри диска знаходяться із залежностей:

$$d_{2max} = i_{max}d_1; \quad d_{2min} = \frac{d_{2max}}{D}, \quad (3)$$

де  $i_{max}$  - максимальне передаточне число варіатора;

$$D - \text{діапазон регулювання швидкості варіатора, } D = i_{max} / i_{min}. \quad (4)$$

Ширина котків знаходиться із урахуванням залежності (2):

$$b = \psi r_{2min} = 0,5\psi d_{2min}. \quad (5)$$

Одним із важливих питань проектування лобових фрикційних варіаторів, в тому числі і запропонованого, є визначення сили переміщення котка (котків).

Розглянемо вплив параметрів лобового варіатора на зусилля переміщення котка відносно диску  $F_{np}$ .

Як відомо [6]:

$$F_{np} = \frac{F_m}{\sqrt{1 + \left(\frac{V_c}{V_n}\right)^2}}, \quad (6)$$

де  $F_m$  - сила тертя в парі коток-диск варіатора,

$$F_m = \beta T_t = \frac{2\beta T_2}{d_{2min}}; \quad (7)$$

$$T_t - \text{колова сила диску, } T_t = \frac{2T_2}{d_{2min}};$$

$V_C$  - середня величина геометричного ковзання пари коток-диск;

$V_n$  - швидкість переміщення котка.

Знаходимо геометричне ковзання пари коток-диск.

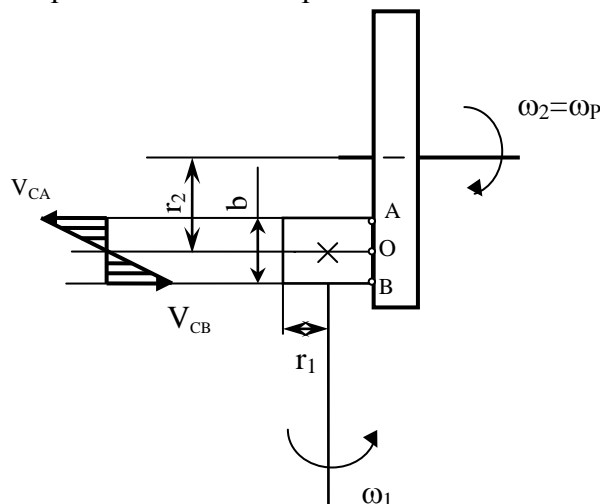


Рис. 2. Розрахункова схема знаходження геометричного ковзання пари коток-диск

Очевидно (рис. 2):

$$V_{CA} = V_{A2} - V_{A1}; \quad V_{CB} = V_{B2} - V_{B1}, \quad (8)$$

де  $V_{CA}, V_{CB}$  - геометричне ковзання відповідно в точках А і В;  
 $V_{A1}, V_{B1}$  - колова швидкість котка відповідно в точках А і В;  
 $V_{A2}, V_{B2}$  - колова швидкість диска відповідно в точках А і В.

Для нашого випадку, згідно з рис.2:

$$V_{A1} = V_{B1} = \omega_1 r_1; \quad V_{A2} = (r_2 - 0,5b)\omega_2, \quad (9)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість відповідно котка та диска;  
 $b$  – ширина котка.

Підставивши вирази (8) в рівняння (7) та враховуючи, що  $\omega_2 = \omega_1 r_1 / r_2$ , знаходимо:

$$v_{CA} = \left[ (r_2 - 0.5b) \frac{r_1}{r_2} - r_1 \right] \omega_1 = -\frac{r_1 b}{2r_2} \omega_1; \quad (10)$$

$$v_{CB} = \left[ (r_2 + 0.5b) \frac{r_1}{r_2} - r_1 \right] \omega_1 = \frac{r_1 b}{2r_2} \omega_1. \quad (11)$$

Тоді середня величина геометричного ковзання пари ролик-диск становить [6]:

$$V_C = \frac{V_{Cmax}}{2} = \frac{V_{CB}}{2} = \frac{r_1 b}{4r_2} \omega_1. \quad (12)$$

**Висновки.** Запропонована конструкція двопоточного лобового фрикційного варіатора дозволяє стабілізувати процес зачеплення шестерень, що кінематично з'єднують котки варіатора, незалежно від режиму його роботи та зношення робочих поверхонь котків і диску, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи варіатора.

Запропонований метод вибору раціональних параметрів робочих елементів двопоточного лобового фрикційного варіатора та залежність, що дозволяє знайти необхідну силу переміщення котків відносно диску в процесі регулювання швидкості вихідного вала варіатора, може бути використаний для вирішення питань створення нових перспективних та ефективних конструкцій лобових фрикційних варіаторів.

#### Список використаних джерел

1. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Піпа. - М. : Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
2. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунків) / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, О. Ю. Олійник. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
3. Піпа Б.Ф. Деталі машин / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, А. І. Марченко. – К. : КНУТД, 2011. – 358 с.
4. Піпа Б. Ф. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, А. І. Марченко. – К. : КНУТД, 2006. – 322 с.
5. Пат. Україна, МПК F16H 15/12. Фрикційний варіатор / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М. - № 2003098536 ; заявл. 17.09.2003 ; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. - 2 с.
6. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
7. Піпа Б. Ф. Двупоточна фрикційна передача та особливості її розрахунку / Б. Ф. Піпа, В. П. Місяць, В. В. Чабан // Вісник ХНУ. – 2011 – № 1. – С. 34-38.

#### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДВУХПОТОЧНОГО ЛОБОВОГО ФРИКЦИОННОГО ВАРИАТОРА

МЕСЯЦ В. П.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

**Цель.** Совершенствование двухпоточного лобового фрикционного вариатора и выбор его рациональных параметров.

**Методика.** Используются современные методы теории проектирования фрикционных передач и вариаторов.

**Результаты.** На основе анализа существующих конструкций двухпоточных лобовых фрикционных вариаторов установлено, что основным их недостатком является необходимость изменения межосевого расстояния шестерен, кинематически соединяющих катки между собой. Такое конструктивное решение приводит к изменению стабильности работы зубчатого зацепления шестерен и, как следствие, к снижению долговечности их работы и вариатора в целом. Авторы предлагают принципиально новую конструкцию двухпоточного лобового фрикционного вариатора, где этот недостаток ликвидирован. Стабильность межосевого расстояния шестерен вариатора позволяет стабилизировать процесс их зацепления независимо от режима работы и износа катков и диска, что имеет место в процессе работы вариатора. Авторы предлагают также метод выбора рациональных параметров рабочих элементов (катков и диска) двухпоточного фрикционного вариатора и зависимость, позволяющую найти необходимую силу перемещения катков относительно диска в процессе регулирования скорости выходного вала вариатора.

**Научная новизна.** Развитие научных основ и инженерных методов проектирования лобовых фрикционных вариаторов.

**Практическая значимость.** Разработка новой конструкции двухпоточного лобового фрикционного вариатора с постоянным межосевым расстоянием шестерен, кинематически соединяющих катки, и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

**Ключевые слова:** лобовой фрикционный вариатор, двухпоточный лобовой фрикционный вариатор, катки фрикционного вариатора, диск фрикционного вариатора, метод расчета лобового фрикционного вариатора.

## DUAL-STREAM FRONT FRICTION VARIATOR PARAMETER SELECTION MISIATS V.P.

*Kiev National University of Technology and Design*

**Purpose.** Improving Dual-Stream frontal friction variator and his choice of rational parameters.

**Methodology.** Modern methods of design theory of friction transmission and CVT was used.

**Findings.** It is based on the analysis of existing designs frontal dual-flow friction CVTs found that the main disadvantage is the need to change the distance between the centers of gears, rollers kinematically connecting with each other. This design leads to a change in the stability of the toothed gears and, consequently, to a decrease in their performance and durability of the variator as a whole. The authors propose a fundamentally new design Dual-Stream frontal friction variator, where the lack eliminated. The stability of the variator gear axle distance allows the process of engagement regardless of the mode of operation and wear of rollers and drive that takes place during the operation of the variator. The authors also suggest the method of choice of rational parameters of working elements (rollers and disc) dual stream and the dependence of the friction variator that allows to find the necessary strength rollers move relative to the disc in the process of controlling the speed of the output shaft of the variator.

**Originality.** Development of scientific principles and methods of engineering design frontal friction CVTs.

**Practical value.** Development of a new design double-beam head-friction variator with fixed center distance of gears kinematically connecting rollers, and engineering method of selection of the rational parameters.

**Key words:** frontal friction variator, double-flow front friction variator rollers friction variator drive friction variator, the method of calculating the friction head-variator.