

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассматриваются силы, действующие в бесступенчатой зубчатой планетарной передаче с двумя внешними зацеплениями. Бесступенчатое регулирование скорости осуществляется за счет эффекта самоторможения. Представлены формулы кинематических и силовых характеристик механизма.

Ключевые слова: силовой анализ, бесступенчатая зубчатая передача, планетарный механизм, самоторможение механизма.

Планетарная зубчатая передача с двумя внешними зацеплениями при передаче движения от центрального колеса 1 к водилу H обладает эффектом самоторможения. В этом случае, притормаживая водило силой F_N , можно добиться бесступенчатого регулирования скорости выходного центрального колеса 4 (рис.).

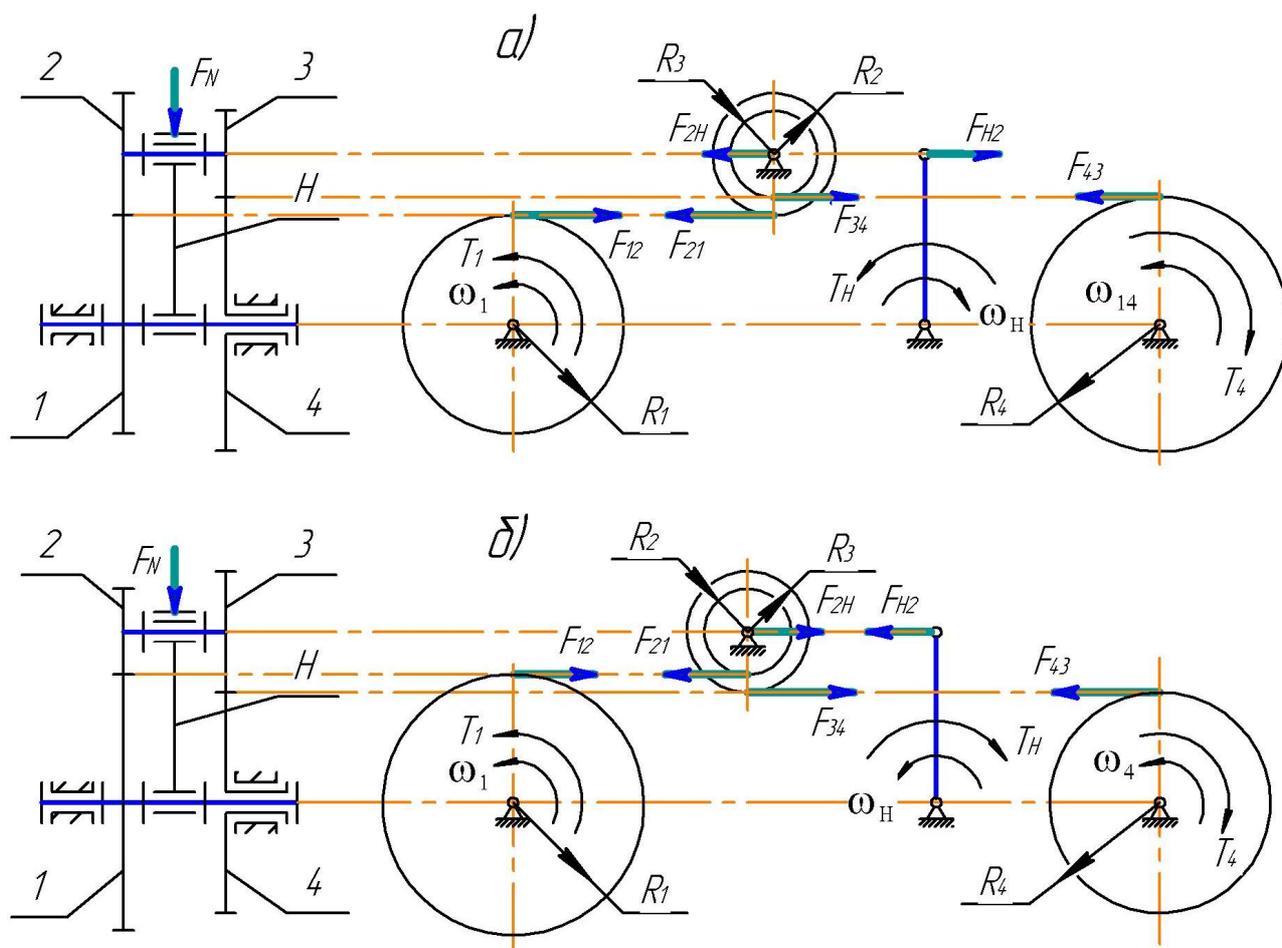


Рис. Силы, действующие на планетарную зубчатую передачу:
а) понижающая передача; б) повышающая передача

Диапазон регулирования передаточного отношения зависит от коэффициента полезного действия η_{14}^H обращённого зубчатого механизма с неподвижными осями вращения.

Для понижающей зубчатой передачи (рис. а):

$$1 < i_{14} < \frac{1}{\eta_{14}^H}. \quad (1)$$

Для повышающей зубчатой передачи (рис. 1.б):

$$\eta_{14}^H < i_{14} < 1. \quad (2)$$

Силовой анализ механизма можно выполнить по условию равновесия механической системы.

Окружная сила выходного центрального колеса:

$$F_{34} = \frac{T_4}{R_4}. \quad (3)$$

Максимально необходимое управляющее усилие водила без учёта сил трения:

$$F_{H2} = F_{34} \frac{R_2 - R_3}{R_2}. \quad (4)$$

Максимально необходимый управляющий момент, действующий на водило:

$$T_H = F_{H2} R_H. \quad (5)$$

Крутящий момент входного центрального колеса:

$$T_1 = \frac{T_4}{i_{14} \eta_{14}}. \quad (6)$$

В формулах (3)–(5) R_2, R_3, R_4 — радиусы делительных окружностей, а R_H — длина водила.

Анализ этих формул показывает, что при изменении момента T_4 необходимый управляющий момент T_H тоже будет изменяться. Это приведёт к изменению угловой скорости водила ω_H и передаточного отношения механизма. То есть, при неизменном управляющем усилии F_N величина передаточного отношения бесступенчатой передачи зависит от величины момента сил сопротивления T_4 . Причём, для понижающей передачи (рис., а), при увеличении момента сил сопротивления, передаточное отношение i_{14} будет уменьшаться, а для повышающей (рис., б) — увеличиваться.

Таким образом, для поддержания постоянного передаточного отношения необходимо устанавливать обратную связь управляющего усилия по величине момента сил сопротивления.

Характер изменения передаточного отношения можно выявить при динамическом анализе механизма, который учитывает массовые характеристики звеньев.

Крутящий момент входного центрального колеса:

$$T_1 = \frac{T_4}{i_{14}\eta_{14}}. \quad (6)$$

При определении коэффициента полезного действия η_{14} бесступенчатой передачи следует учитывать, что управляющее усилие F_N , притормаживающие силы трения и управляющий момент трения T_H являются внешними по отношению к механической системе и не участвуют в потоке мощности от входного центрального колеса 1 к выходному колесу 4. Поэтому при освобожденном водиле Н, когда все звенья механизма вращаются с одной скоростью, коэффициент полезного действия соответствует КПД подшипников качения (примерно, 0,99), а при остановленном водиле коэффициент полезного действия равен КПД зубчатой передачи с неподвижными осями вращения (не меньше 0,9).

Можно предположить, что при регулировании передаточного отношения, коэффициент полезного действия бесступенчатой передачи будет лежать в этих пределах или принимать ненамного меньшие значения за счёт трения в подшипниках водила. Окончательный вывод о величине КПД можно сделать только на основании опыта.

Выводы:

1. Передаточное отношение бесступенчатой зубчатой передачи, основанной на эффекте самоторможения, зависит момента сил сопротивления.
2. Для выявления характера изменения передаточного отношения необходимо выполнить динамический анализ механизма.
3. Величина коэффициента полезного действия механизма должна определяться опытным путём.

Об авторе

Комаров Алексей Викторович — доцент кафедры «Теория механизмов и машин» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, канд. тех. наук, доцент.

E-mail: alvicomm@mail.ru

A. V. Comarov

FORCE ANALYSIS OF CONTINUOUSLY VARIABLE PLANETARY GEAR

Considered the forces acting in a continuously variable planetary gear transmission with two external engagement. Infinitely variable speed is due to the effect of self-braking. The formulas for kinematic and force characteristics of the mechanism.

Keywords: force analysis, a continuously variable transmission, planetary gear, self-braking mechanism.