

ПРЕСМЯТАНЕ НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИ КИНЕМАТИЧНИ ВЕРИГИ ОТ  
АВТОМОБИЛНИ АВТОМАТИЧНИ ТРАНСМИСИИ

Станчо Едрев, Здравка Николаева, Емил Богословов

Университет „Проф. д-р Ас. Златаров” 8000 гр. Бургас, булевард „Проф. Яким  
Якимов” №1, Технически колеж, [stanch.edrev@abv.bg](mailto:stanch.edrev@abv.bg)

KINEMATIC CALCULATION OF AUTOMATIC TRANSMISSION DIFFERENTIAL  
MECHANISMS

Stancho Edrev, Zdravka Nikolaeva, Emil Bogoslovov

Prof. D-r Assen Zlatarov University, 8000 Bourgas, 1 Prof. Yakim Yakimov Blvd., technical  
college, email: [stanch.edrev@abv.bg](mailto:stanch.edrev@abv.bg)

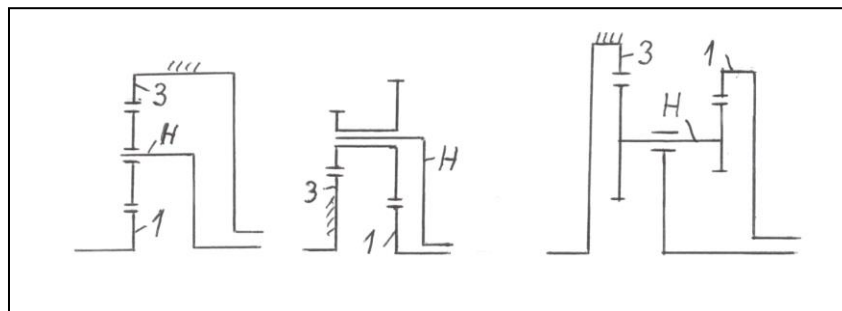
Abstract

The kinematics of planetary and differential epicyclic gears is systematized in this report. Methods of reduction ratios calculation for motor transmissions with differential or planetary mechanisms are suggested. The methods are based on the building of a kinematic gear structure by means of common indications of planetary gear and the main constant  $\alpha$ . Calculation of any kinematic gear set as well as defining the reduction ratio can be done by means of the basic kinematic formulae about epicyclic gears when at the incoming of the planetary or differential gear the symbols of gear velocities are set. The methods can be used for developing of new constructive decisions of automatic transmissions. Having in mind the whole information about the structure, relations and dependences between the elements, it makes easy to be analyzed and defined the faults and the advantages as well as the possibility for a better constructive decision. An algorithm of the methods can be done for investigation of various versions.

*Key Words:* differential mechanism, automatic transmission, transmission ratio, calculation

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Автоматичните трансмисии са изградени от планетни редове (ПР) фиг.1. За да се получат необходимите стойности на предавателните отношения ПР се използват самостоятелно, последователно се включват два до три или се блокират.



Фиг. 1

Предавателните отношения в зависимост от спряното звено се дават със следните

зависимости [1]

за редукция :

$$1 \text{ (a) } i_{1H}^{(3)} = 1 + \alpha;$$

$$1 \text{ (б) } i_{3H}^{(1)} = 1 + \frac{1}{\alpha} = \frac{\alpha + 1}{\alpha};$$

$$1 \text{ (в) } i_{13}^{(H)} = -\alpha;$$

където  $\alpha = \frac{Z_3}{Z_1}$

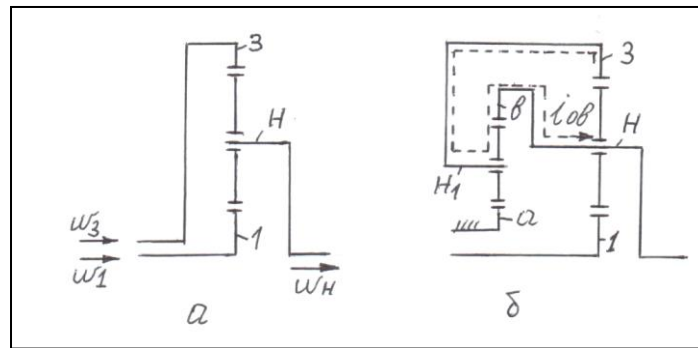
за мултипликация:

$$1 \text{ (г) } i_{H1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \alpha};$$

$$1 \text{ (д) } i_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\alpha}} = \frac{\alpha}{1 + \alpha}; \quad (1)$$

$$1 \text{ (е) } i_{31}^{(H)} = -\frac{1}{\alpha}$$

При автоматични трансмисии с по-голям брой предавки (5, 6 и 7) освен схемите на ПР за мултипликация се използват и схеми за превръщане на ПР в диференциален чрез освобождаване на спряното звено. Използваните диференциални механизми могат да бъдат без (фиг. 2а) и с обратна връзка (фиг. 2б).



Фиг. 2

Тяхната кинематика се изследва с формулата на Вилис, от която се извежда основното уравнение [3], което за фиг. 2а има вида:

$$\omega_H = \omega_1 \cdot i_{H1}^{(3)} + \omega_3 \cdot i_{H3}^{(1)} \quad (2)$$

Уравнението може да се обобщи и за останалите два случая:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_3 \cdot i_{13}^{(H)} + \omega_H \cdot i_{1H}^{(3)} \\ \omega_3 &= \omega_1 \cdot i_{31}^{(H)} + \omega_H \cdot i_{3H}^{(1)} \end{aligned} \quad (3)$$

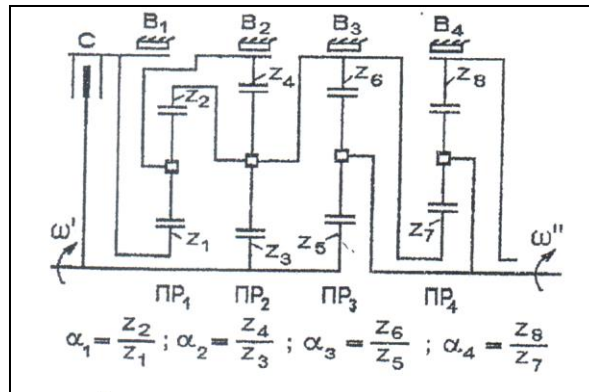
Когато диференциалният механизъм е с обратна връзка (фиг. 2б) се решават системи от две уравнения. Към основното уравнение се прибавя уравнението, даващо връзка между свързаните звена. За фиг. 2б ще се приложи следната система:

$$\omega_H = \omega_1 \cdot i_{H1}^{(3)} + \omega_3 \cdot i_{H3}^{(1)}$$

$$\omega_3 = \omega_H \cdot i_{H1B}^{(a)}$$

## 2. КИНЕМАТИКА НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИ МЕХАНИЗМИ В АВТОМАТИЧНИ ТРАНСМИСИИ.

### 2.1. Кинематичен анализ и определяне на предавателни отношения в предавателна кутия, изпълнена с механизъм „Wilson” [2]

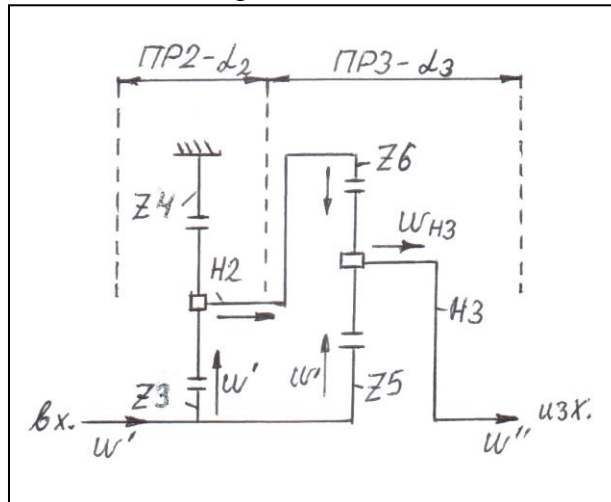


Фиг. 3

Диференциални механизми се използват за втора (включена спирачка B2) и трета (включена спирачка B1).

#### Определяне на предавателно отношение на втора предавка.

Използва се схемата, показана на фиг.4 с допълнителни означения Н2 и Н3.



Фиг. 4

За ПР 3 прилагаме основното уравнение на кинематиката (2)

$$\omega_{H3} = \omega_6 \cdot i_{H36}^{(5)} + \omega_5 \cdot i_{H35}^{(6)},$$

където:

$$\omega_6 = \omega_{H2} = \omega' / 1 + \alpha_2, \text{ определено от ПР2 чрез 1(a)}$$

$$\omega_5 = \omega'$$

$$i_{H36}^{(5)} = \frac{\alpha_3}{1+\alpha_3} \quad 1(Д)$$

$$i_{H35}^{(6)} = \frac{1}{1+\alpha_3} \quad 1(Г)$$

След заместване в основното уравнение получаваме:

$$\omega_{H3} = \frac{\omega'}{1+\alpha_2} \cdot \frac{\alpha_3}{1+\alpha_3} + \omega' \cdot \frac{1}{1+\alpha_3}$$

След преобразуване се получава:

$$\omega_{H3} = \omega' \cdot \frac{1+\alpha_2+\alpha_3}{(1+\alpha_2)(1+\alpha_3)}$$

За предавателното число на втора предавка  $i_2$  се получава:

$$i_2 = \frac{\omega'}{\omega''} = \frac{\omega'}{\omega_{H3}} = \frac{(1+\alpha_2)(1+\alpha_3)}{1+\alpha_2+\alpha_3}$$

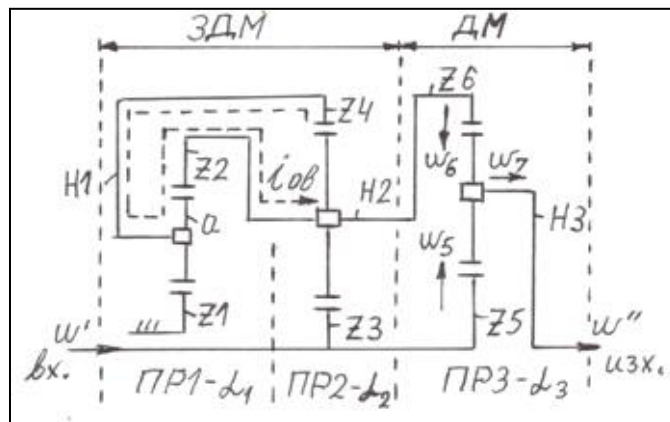
**Определяне на предавателното отношение на трета предавка.**

Пресмятанията извършваме като ползваме фиг. 5 със следните означения:

ДМ – диференциален механизъм;

ЗДМ – затворен диференциален механизъм;

$I_{об}$  – предавателно отношение на обратната връзка в ЗДМ



Фиг. 5

Движението се предава чрез два диференциални механизма, единият от които затворен. За всеки механизъм прилагаме последователно основното уравнение на кинематиката.

**Затворен диференциален механизъм.**

Решаваме системата от уравнения:

$$\begin{cases} \omega_{H2} = \omega_3 \cdot i_{H23}^{(4)} + \omega_4 \cdot i_{H24}^{(3)} \\ \omega_4 = \omega_{H2} \cdot i_{H12}^{(1)} \end{cases}$$

След определяне на предавателните отношения  $i_{H23}^{(4)}$ ,  $i_{H24}^{(3)}$ ,  $i_{H12}^{(1)}$  и съобразим, че

$\omega_4 = \omega_{H1}$  и  $\omega_{H2} = \omega_2$  намираме

$$\omega_{H2} = \frac{1+\alpha_1}{1+\alpha_1+\alpha_2} \omega'$$

Диференциален механизъм изграден от (5, Н<sub>3</sub> и 6).

Записваме основното уравнение:

$$\omega_{H_3} = \omega_5 \cdot i_{H_3 5}^{(6)} + \omega_6 \cdot i_{H_3 6}^{(5)},$$

където:  $i_{H_3 5}^{(6)} = \frac{1}{1 + \alpha_3} \quad 1(\Gamma); \quad \omega_5 = \omega'$

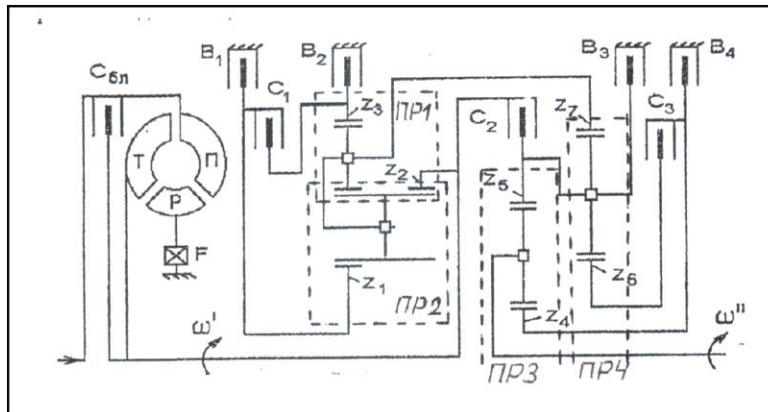
$i_{H_3 6}^{(5)} = \frac{\alpha_3}{1 + \alpha_3} \quad 1(\Delta) \quad \omega_6 = \omega_{H_2}$

След заместване и кратки преобразования се получава:

$$\omega_{H_3} = \omega' \frac{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_1 \alpha_3}{(1 + \alpha_1 + \alpha_2)(1 + \alpha_3)}, \text{ а за предавателното отношение } i_3$$

$$i_3 = \frac{\omega'}{\omega_{H_3}} = \frac{(1 + \alpha_1 + \alpha_2)(1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_1 \alpha_3}$$

## 2.2 Предавателна кутия W7A 700 (фиг.6) [2].

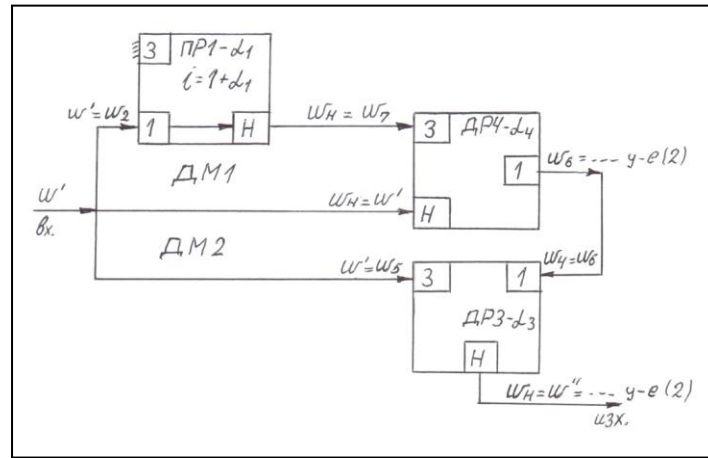


Фиг. 6.

Диференциални механизми се използват за получаване на шеста предавка (включени C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub> и B<sub>1</sub>) и седма предавка (включени C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub> и B<sub>2</sub>).

За нагледност на пресмятанята правим блок схема на пресмятаните кинематични вериги. Планетните и диференциални механизми се изобразяват с квадрати със съответно наименование (ПР1 – планетен ред 1, ДР4 диференциален ред 4 и т.н.). Във всеки ред са означени общоприетите изграждащи елементи (1, 3, Н). До всеки елемент се записва означението на реалната му скорост, чрез която се извършват пресмятанята.

Определяне предавателното отношение на седма предавка (фиг. 7).



Фиг.7

За определяне на предавателното отношение  $i_7$  е необходимо да се определят последователно ъгловите скорости  $\omega_6$  и  $\omega_H$  съответно от ДР4 и ДР3 чрез основното уравнение на кинематиката.

**Определяне на  $\omega_6$ .**

От основното уравнение на кинематиката за ДР4:

$$\omega_1 = \omega_3 \cdot i_{13}^{(H)} + \omega_H \cdot i_{1H}^{(3)}, \text{ където:}$$

$$\omega_3 = \omega_7 = \omega' \cdot \frac{1}{1 + \alpha_1}, \text{ по 1a за ПР1;}$$

$$\omega_H = \omega'; \omega_1 = \omega_6; \cdot i_{13}^{(H)} = -\alpha_4 \text{ по 1в; } i_{1H}^{(3)} = 1 + \alpha_4 \text{ по 1a,}$$

след заместване и преобразуване получаваме

$$\omega_6 = \omega' \cdot \frac{1 + \alpha_1 + \alpha_1 \alpha_4}{1 + \alpha_1}$$

**Определяне на  $\omega_H$  и предавателното отношение на  $i_7$ .**

От основното уравнение на кинематиката за ДР3

$$\omega_H = \omega_1 \cdot i_{H1}^{(3)} + \omega_3 \cdot i_{H3}^{(1)}, \text{ където:}$$

$$\omega_1 = \omega_6; \omega_3 = \omega'; \omega_H = \omega'';$$

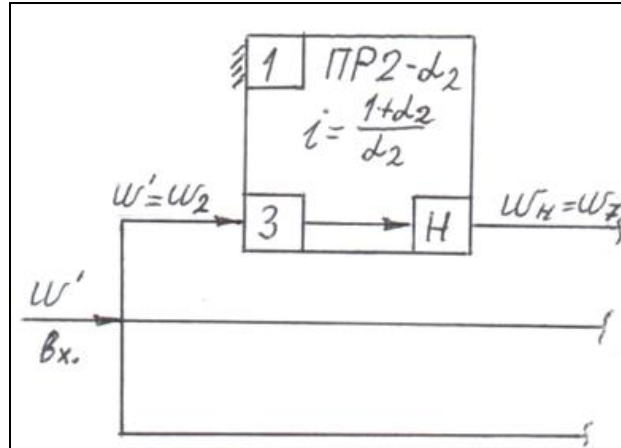
$$i_{H1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \alpha_3} \text{ по 1Г; } i_{H3}^{(1)} = \frac{\alpha_3}{1 + \alpha_3} \text{ по 1Д;}$$

$$\text{получаваме } \omega_H = \omega' \cdot \frac{1 + \alpha_1 + \alpha_1 \alpha_4}{1 + \alpha_1} \cdot \frac{1}{1 + \alpha_3} + \omega' \cdot \frac{1 + \alpha_3}{1 + \alpha_3},$$

$$\text{а за } i_7 = \frac{\omega'}{\omega_H} = \frac{(1 + \alpha_1)(1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_1 + \alpha_3 + \alpha_1 \alpha_3 + \alpha_1 \alpha_4}.$$

**Определяне на предавателното отношение на шеста предавка.**

Блок схемата за шеста предавка се различава от същата за седма предавка само по това, че вместо ПР1 ще се включи ПР2 (фиг. 8). Поради общността на схемите, то и изчисленията са в същата последователност.



Фиг. 8

**Определяне на  $\omega_6$**

При решаването на основното уравнение на кинематиката подхождаме аналогично, както при седма предавка, само с тази разлика, че сега  $\omega_3 = \omega' \cdot \frac{\alpha_2}{1+\alpha_2}$ . В резултат на това се получава:

$$\omega_6 = \omega' \cdot \frac{1+\alpha_2+\alpha_4}{1+\alpha_2}$$

**Определяне на  $\omega_H$  и предавателното отношение  $i_6$**

В основното уравнение на кинематиката за ДМ2 от седма предавка замества  $\omega_6$  с получените стойности от предходната точка и получаваме:

$$\omega_H = \omega' \cdot \frac{1+\alpha_2+\alpha_4}{1+\alpha_2} \cdot \frac{1}{1+\alpha_3} + \omega' \cdot \frac{\alpha_3}{1+\alpha_3}$$

$$i_6 = \frac{(1+\alpha_2)(1+\alpha_3)}{1+\alpha_2+\alpha_3+\alpha_4+\alpha_2\alpha_3}$$

**3. ИЗВОДИ**

1. В доклада са дадени необходимите кинематични зависимости за пресмятане на планетни диференциални механизми.

2. Предложената структурна схема, в която се трансформира кинематичната улеснява пресмятанията на предавателните отношения, подобрява нагледността на връзките между елементите и техните параметри, предпазва от грешки.

3. Изграждането на структурна схема за цялата предавателна кутия позволява сравнителен анализ на различни варианти и избор на оптимален.

**4. ЛИТЕРАТУРА:**

1. Арнаудов, К.Б. и др. Машинни елементи, София, Техника, 1980
2. Гигов, Б. Автоматични трансмисии. ТУ - София, 2007.
3. Неделчев, Ив. и др. Теория на механизмите и машините. Русе, 1976.