

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРЕДАВАТЕЛНИТЕ ОТНОШЕНИЯ НА ЗЪБНИТЕ ПРЕДАВКИ НА ПЛАНЕТАРНА СКОРОСТНА КУТИЯ НА ДВУОСЕН САМОСВАЛ ЗА ОТКРИТ РУДНИК

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски“, 1700 София, sheiretov@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Описани са елементите на задвижването на двуосен самосвал с хидромеханична предавка: дизелов двигател, хидромеханична автоматична скоростна кутия, карданни предавки и задвижващ мост с главна предавка, диференциален редуктор и колесни планетарни предавки. Определени са броят на предавките на скоростната кутия и максималните скорости на движение на самосвала за различните предавки. На базата на максималните скорости са определени предавателните отношения на скоростната кутия. Изведени са формулите за определяне на предавателните отношения за различните предавки на преден и заден ход. На базата на тези формули се определят и предавателните отношения на зъбните предавки, съставляващи планетните редове на скоростната кутия. Решен е конкретен пример за самосвал БелАЗ-7516 с товароподемност 135t.

DETERMINATION OF THE GEAR RATIOS IN THE PLANETARY GEARBOX OF AN TWO AXLE OPEN PIT DUMP TRUCK

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

ABSTRACT. The elements of the transmission of a two axle open pit dump truck are described: the diesel engine, the hydro mechanical automatic gearbox, the drive axels with main gears, differential gearboxes and wheel planetary gears. The number of speeds of the gearbox is determined. On the basis of the maximum drive speeds of the truck the gear ratios of the gearbox are determined. The formulas for the determination of the gear ratios for the forward and reverse speeds are obtained. On the basis of these formulas the gear ratios of the planetary series of the gearbox are determined. A concrete example is calculated for the dump truck BelAZ-7516 with capacity 135t.

Увод

Самосвалите за открити рудници могат да бъдат с хидромеханична или електромеханична предавка. Хидромеханичната предавка (фиг. 1) се състои от дизелов двигател 1, еластичен съединител 3, предна карданна предавка 4, автоматична скоростна кутия 5, задна карданна предавка 6, главна предавка 8, диференциален редуктор, поместен в корпуса 10 на задния мост, две полуоски 17 и две колесни планетарни предавки 14,15,16, поместени в главините 13 на задните колела.

Автоматичната скоростна кутия се състои от хидротрансформатор и скоростна кутия с планетни редове и автоматично включвани многодискови фрикционни съединители и спирачки. Предавките на скоростната кутия се превключват от електронен управляващ блок ECU в зависимост положението на педала на газта и скоростта на самосвала.

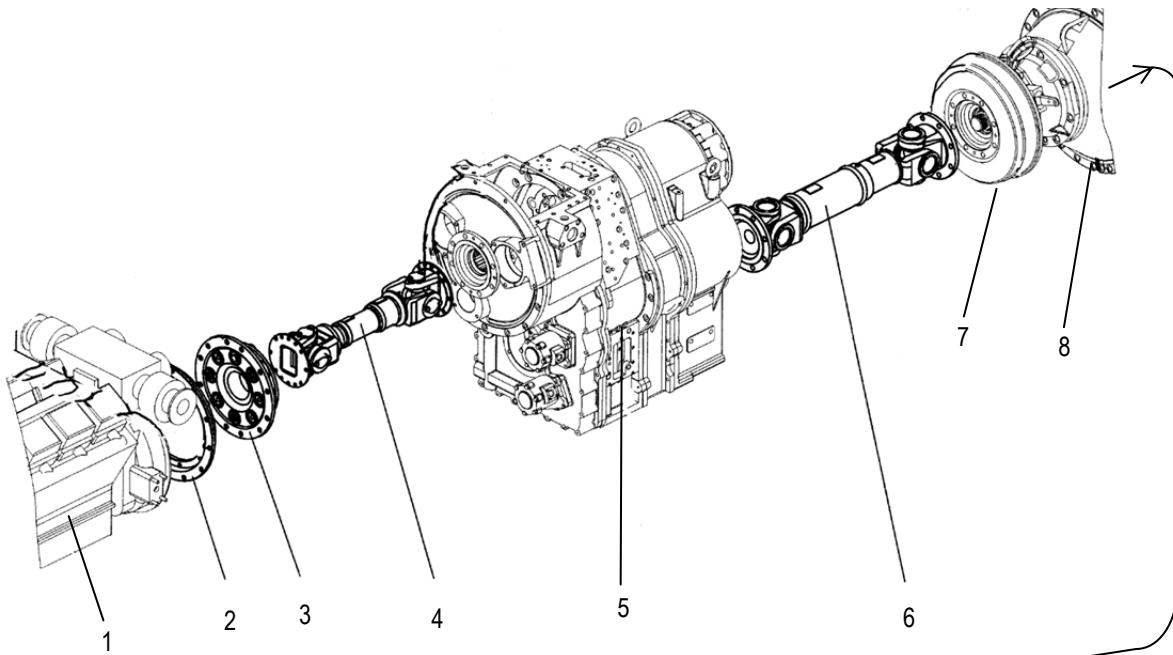
В настоящата статия е решен конкретен пример за определяне на предавателните отношения между коронните и слънчевите зъбни колела на планетните редове на скоростната кутия на самосвал БелАЗ-7516. Самосвалът има следните параметри (Тарасик, 2010): максимална товароподемност $G = 135t$; пълна маса

(собствена маса + максимална товароподемност) $P = 235t$; максимална мощност на дизеловия двигател $N_{\text{дд}} = 1373kW$; максимална конструктивна скорост $v_{\text{max}} = 51,8km/h$; номинална честота на въртене на дизеловия двигател (при максимална мощност) $n_{\text{дд}} = 1820min^{-1}$; диаметър на гумите $D_e = 2,9m$ (за гуми 33.00-51), общо предавателно отношение на главната и колесната предавка $i_{\text{зпкп}} = 19,19$; коефициент на еластичност на дизеловия двигател (отношение на номиналната честота на въртене на дизеловия двигател към максималната честота на въртене на дизеловия двигател) $\delta = 1,35$; коефициент на трансформация на хидротрансформатора $k_{\text{хт}} = 2,489$.

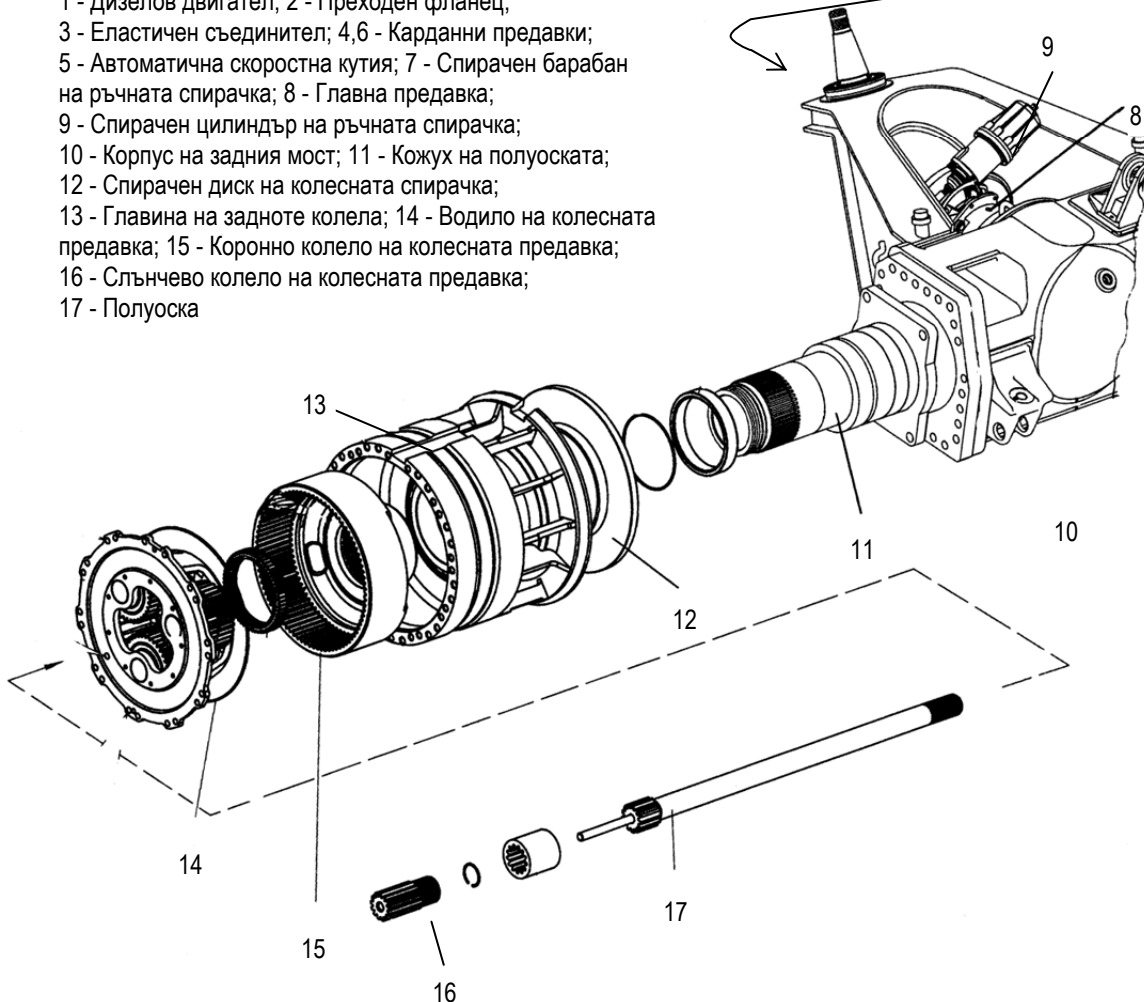
Определяне броя на предавките на скоростната кутия

Броят на предавките на скоростната кутия се определя по формула (1), която е изведена в (Шейретов, 2013).

$$z = \frac{\lg\left(\frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{min}}}\right)}{\lg(\delta)} = \frac{\lg\left(\frac{51,8}{8,6}\right)}{\lg(1,35)} = 5,98 \rightarrow 6 \text{ степени}, \quad (1)$$



- 1 - Дизелов двигател; 2 - Преходен фланец;
 3 - Еластичен съединител; 4,6 - Карданни предавки;
 5 - Автоматична скоростна кутия; 7 - Спирачен барабан на ръчната спирачка; 8 - Главна предавка;
 9 - Спирачен цилиндър на ръчната спирачка;
 10 - Корпус на задния мост; 11 - Кожух на полуоската;
 12 - Спирачен диск на колесната спирачка;
 13 - Главина на задните колела; 14 - Водило на колесната предавка;
 15 - Коронно колело на колесната предавка;
 16 - Слънчево колело на колесната предавка;
 17 - Полуоска



Фиг. 1. Задвижване на двuosен самосвал с хидромеханична предавка

където: v_{max} [km/h] - максимална конструктивна скорост на самосвала (взима се от техническата характеристика на самосвала); v_{min} [km/h] - минимална скорост на самосвала при блокиран хидротрансформатор (определя се по формула (2)); δ - коефициент на еластичност на дизеловия

двигател (взима се от техническата характеристика на самосвала);

$$v_{min} = \frac{3600 \cdot N_T^\infty}{F_{min}^{xm} \cdot g} = \frac{3600 \cdot 870}{36900 \cdot 9,81} = 8,6 \text{ km/h}, \quad (2)$$

където: N_T^∞ [kW] - тангенциална продължителна мощност на самосвала (при максимална мощност на дизеловия двигател) (определя се по формула (3)); F_{min}^{xm} [dN] - минимална теглителна сила на самосвала в режим на хидротрансформатор (определя се по формула (4));

$$N_T^\infty = N_{\partial\partial} \cdot \eta_{xm} \cdot k_{cn} = 1373,072 \cdot 0,88 = 870 \text{ kW} \quad (3)$$

$$F_{xm}^{min} = \frac{F_{max}}{k_{xm}} = \frac{91800}{2,489} = 36900 \text{ dN}, \quad (4)$$

където: $N_{\partial\partial}$ [kW] - максимална мощност на дизеловия двигател (взема от техническата характеристика на самосвала); η_{xm} - к.п.д. на хидромеханичната предавка ($\eta_{xm}=0,7 \div 0,72$); k_{cn} - коефициент, който отчита каква част от максималната мощност на дизеловия двигател се изразходва за задвижване на ходовите колела (останалата мощност се изразходва за задвижване на спомагателните механизми) ($k_{cn} = 0,85 \div 0,88$); F_{max} [dN] - максимална теглителна сила на самосвала (определя се от условието за липса на буксуване между колелата и пътя според формула (5));

$$F_{max} = 1000 \cdot P_{cu} \cdot \psi_{max} = 1000 \cdot 153 \cdot 0,6 = 91800 \text{ dN} \quad (5)$$

P_{cu} [t] - сцепна маса на самосвала (маса на натоварения самосвал, която се пада върху водещите колела), определя се по формула (6); ψ_{max} - максимален коефициент на сцепление между колелата и пътя (при сухи пътища $\psi_{max} = 0,4 \div 0,7$);

$$P_{cu} = \xi \cdot P = 0,65 \cdot 135 = 153 \text{ t} \quad (6)$$

ξ - коефициент, който отчита каква част от масата на самосвала се пада върху водещите колела (за четириосни самосвали се приема $\xi = 0,65$); P [t] - пълна маса на самосвала (взема от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на максималните скорости на самосвала за различните предавки на скоростната кутия

Приемаме следните отношения на номиналната към максималната честота на въртене на дизеловия двигател: на втора, четвърта и шеста предавка $\delta_2 = \delta_4 = \delta_6 = 1,36$; на трета предавка $\delta_3 = 1,34$; на пета предавка $\delta_5 = 1,35$. Тогава за максималните скорости на самосвала за шестте предавки получаваме:

$$v_{max6} = v_{max} = 51,8 \text{ km/h} \quad (7)$$

$$v_{max5} = \frac{v_{max6}}{\delta_6} = \frac{51,8}{1,36} = 38,1 \text{ km/h} \quad (8)$$

$$v_{max4} = \frac{v_{max5}}{\delta_5} = \frac{38,11}{1,35} = 28,3 \text{ km/h} \quad (9)$$

$$v_{max3} = \frac{v_{max4}}{\delta_4} = \frac{28,3}{1,36} = 20,8 \text{ km/h} \quad (10)$$

$$v_{max2} = \frac{v_{max3}}{\delta_3} = \frac{20,8}{1,34} = 15,5 \text{ km/h} \quad (11)$$

$$v_{max1} = \frac{v_{max2}}{\delta_2} = \frac{15,5}{1,36} = 11,4 \text{ km/h} \quad (12)$$

На задна предавка максималната скорост на самосвала може да се определи по формулата:

$$v_{maxR} = k_R \cdot v_{max1} = 1,1 \cdot 11,4 = 12,5 \text{ km/h}, \quad (13)$$

където: k_R - коефициент, определящ скоростта на самосвала на задна предавка (за самосвал с товароподемност 135t се приема $k_R = 1,1$).

Определяне на предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия

Предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия се определят по формули (14÷20):

$$i_I = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max1} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 11,4 \cdot 19,19} = 4,555 \quad (14)$$

$$i_{II} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max2} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 15,5 \cdot 19,19} = 3,351 \quad (15)$$

$$i_{III} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max3} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 20,8 \cdot 19,19} = 2,491 \quad (16)$$

$$i_{IV} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max4} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 28,3 \cdot 19,19} = 1,832 \quad (17)$$

$$i_V = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max5} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 38,1 \cdot 19,19} = 1,359 \quad (18)$$

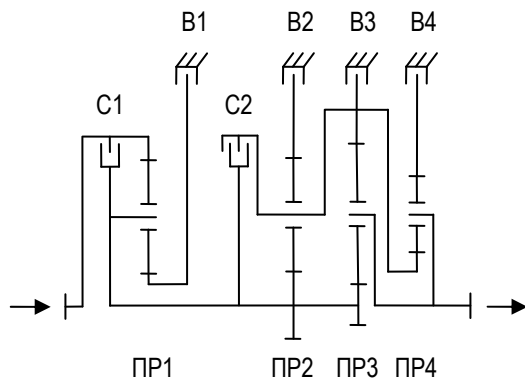
$$i_{VI} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max6} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 51,8 \cdot 19,19} = 1 \quad (19)$$

$$i_R = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_0^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{maxR} \cdot i_{enkn}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 14.1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 12,5 \cdot 19,19} = 5,030, \quad (20)$$

където: n_{0e}^H [min⁻¹] - номинална честота на въртене на дизеловия двигател (взема се от техническата характеристика на самосвала); D_2 [m] - диаметър на гумите на самосвала (взема се от техническата характеристика на самосвала); i_{enkn} - общо предавателно отношение на главната и колесната предавка (взема се от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на предавателните отношения между коронните и слънчевите зъбни козела на планетните редове на скоростната кутия

На фиг. 2 е показана кинематичната схема на планетарната скоростна кутия на самосвал БелАЗ-7516 (Тарасик, 2010), а в табл. 1 са дадени предавателните отношения и включените съединители и спирачки за различните предавки на скоростната кутия.



Фиг. 2. Кинематична схема на планетарната скоростна кутия

Таблица 1

Предавателни отношения и включени съединители и спирачки за различните степени на скоростната кутия

Предавка	Предавателно отношение	C1	B1	C2	B2	B3	B4
I	4,555		+				+
II	3,351	+					+
III	2,491		+		+		
IV	1,832	+			+		
V	1,359		+	+			
VI	1,000	+		+			
R	5,030		+				+

На първа предавка са включени спирачките B1 и B3 и работят планетните редове ПР1 и ПР3. Като използваме формулата, която изразява връзката между ъгловите скорости на слънчевото колело, коронното колело и водилото на планетарна предавка (Гигов, 2007), за планетен ред ПР1 можем да запишем:

$$\omega_{e1} = \frac{\omega_{cn1} + \alpha_1 \cdot \omega_{k1}}{1 + \alpha_1} = \frac{0 + \alpha_1 \cdot \omega_{k1}}{1 + \alpha_1} = \frac{\alpha_1 \cdot \omega_{k1}}{1 + \alpha_1} \quad (21)$$

$$i_{np1} = \frac{\omega_{k1}}{\omega_{e1}} = \frac{1 + \alpha_1}{\alpha_1} = 1 + \frac{1}{\alpha_1} \quad (22)$$

$$\alpha_1 = \frac{z_{k1}}{z_{cn1}}, \quad (23)$$

където: ω_{e1} - ъглова скорост на водилото; ω_{cn1} [rad/s] - ъглова скорост на слънчевото колело; α_1 - предавателно отношение между коронното и слънчевото колело; ω_{k1} [rad/s] - ъглова скорост на коронното колело; i_{np1} - предавателно отношение между входния и изходния вал на планетен ред ПР1; z_{k1} - брой на зъбите на коронното колело; z_{cn1} - брой на зъбите на слънчевото колело.

За планетен ред ПР3 можем да запишем (означенията са аналогични, както при планетен ред ПР1):

$$\omega_{e3} = \frac{\omega_{cn3} + \alpha_3 \cdot \omega_{k3}}{1 + \alpha_3} = \frac{\omega_{cn3} + 0}{1 + \alpha_3} = \frac{\omega_{cn3}}{1 + \alpha_3} \quad (24)$$

$$i_{np3} = \frac{\omega_{cn3}}{\omega_{e3}} = 1 + \alpha_3 \quad (25)$$

$$\alpha_3 = \frac{z_{k3}}{z_{cn3}}, \quad (26)$$

Тогава, като използваме уравнения (22) и (25), за предавателното отношение на първа предавка можем да запишем:

$$i_I = i_{np1} \cdot i_{np3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot (1 + \alpha_3) = 4,555 \quad (27)$$

На втора предавка са включени съединителят C1 и спирачката B3 и работи само планетен ред ПР3. Тогава, като използваме уравнение (23), за предавателното отношение на втора предавка можем да запишем:

$$i_{II} = i_{np3} = 1 + \alpha_3 = 3,351 \quad (28)$$

На трета предавка са включени спирачките B1 и B2 и работят планетните редове ПР1, ПР2 и ПР3. За планетни редове ПР2 и ПР3 можем да запишем:

$$\omega_{e2} = \frac{\omega_{cn2} + \alpha_2 \cdot \omega_{k2}}{1 + \alpha_2} = \frac{\omega_{cn2} + 0}{1 + \alpha_2} = \frac{\omega_{cn2}}{1 + \alpha_2} \quad (29)$$

$$\omega_{e3} = \frac{\omega_{cn3} + \alpha_3 \cdot \omega_{k3}}{1 + \alpha_3} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \omega_{к3} \\ = \omega_{\epsilon2} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \omega_{сл3} \\ = \omega_{сл2} \end{aligned} \quad (32)$$

При съвместно решаване на уравнения (29÷32) се получава:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \frac{\alpha_3 \cdot \omega_{сл3}}{1 + \alpha_2}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (33)$$

Предавателното отношение между входния и изходния вал при съвместната работа на планетните редове ПР2 и ПР3 ще бъде:

$$\begin{aligned} i_{np2,3} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon3}} \\ &= \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (34)$$

Като използваме уравнения (22) и (34) за предавателното отношение на трета предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_{III} &= i_{np1} \cdot i_{np2,3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} = \\ &= 2,491 \end{aligned} \quad (35)$$

На четвърта предавка са включени съединителят С1 и спиралката В2 и работят планетните редове ПР2 и ПР3. Тогава, като използваме уравнение (34) за предавателното отношение на четвърта предавка, можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_{IV} &= i_{np2,3} = \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} \\ &= 1,832 \end{aligned} \quad (36)$$

На пета предавка са включени спиралката В1 и съединителят С3 и работят планетните редове ПР1 и ПР3. За планетен ред ПР3 можем да запишем:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \alpha_3 \cdot \omega_{к3}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\alpha_{сл3} = \alpha_{к3} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} i_{np3} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon3}} \\ &= 1 \end{aligned} \quad (39)$$

Като използваме уравнения (22) и (39), за предавателното отношение на пета предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_V &= i_{np1} \cdot i_{np3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot 1 \\ &= 1,359 \end{aligned} \quad (40)$$

На шеста предавка са включени съединителите С1 и С2 и работи само планетен ред ПР3 с предавателно отношение

$i_{np3} = 1$ според формула (39). Предавателното отношение на шеста предавка ще бъде:

$$\begin{aligned} i_{VI} &= i_{np3} \\ &= 1 \end{aligned} \quad (41)$$

На задна предавка са включени спиралките В1 и В4 и работят планетните редове ПР1, ПР3 и ПР4. За планетни редове ПР3 и ПР4 можем да запишем:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \alpha_3 \cdot \omega_{к3}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon4} &= \frac{\omega_{сл4} + \alpha_4 \cdot \omega_{к4}}{1 + \alpha_4} = \frac{\omega_{сл4} + 0}{1 + \alpha_4} \\ &= \frac{\omega_{сл4}}{1 + \alpha_4} \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \omega_{к3} \\ = \omega_{сл4} \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \omega_{\epsilon4} \end{aligned} \quad (45)$$

При съвместно решаване на уравнения (42÷45) се получава формулата за предавателното отношение между входния и изходния вал при общата работа на планетните редове ПР3 и ПР4:

$$\begin{aligned} i_{np3,4} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon4}} \\ &= 1 - \alpha_3 \cdot \alpha_4 \end{aligned} \quad (46)$$

Като използваме уравнения (22) и (46), за предавателното отношение на задната предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_R &= i_{np1} \cdot i_{np3,4} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot (1 - \alpha_3 \cdot \alpha_4) \\ &= 5,030 \end{aligned} \quad (47)$$

Сега остава да определим предавателните отношения между коронните и слънчевите колела за четирите планетни реда α_1 , α_2 , α_3 и α_4 . От уравнение (28) определяме $\alpha_3 = 2,351$, от уравнение (40) определяме $\alpha_1 = 2,785$, от уравнение (36) определяме $\alpha_2 = 1,835$ и от уравнение (47) определяме $\alpha_4 = 1,149$.

Литература

- БелАЗ 7555 - Руководство по ремонту и эксплуатации, 2007.
 Гигов, Б.И. Автоматични трансмисии. ТУ - София, София, 007, 150 с.
 Тарасик, В.П., Н.Н.Горбатенко, А.Н.Егоров, В.В.Региня. ехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала. *Автомобильная промышленность*, 2010, №4, с.16-18.
 Шейретов, Х.К. Методика за изчисляване на самосвали за открити рудници с хидромеханична предавка. *Год. на МГУ*, 56, 2013, с.21-26.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.