

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРЕДАВАТЕЛНИТЕ ОТНОШЕНИЯ НА ЗЪБНИТЕ ПРЕДАВКИ НА ВАЛНА СКОРОСТНА КУТИЯ НА ШАРНИРНО-СЪЧЛЕНЕН САМОСВАЛ

Христо Шейретов

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

РЕЗЮМЕ. Описани са елементите на задвижването на шарнирно-счленен самосвал: дизелов двигател, хидромеханична автоматична скоростна кутия, карданни предавки и задвижващи мостове 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 на скоростната кутия. Решен е конкретен пример за самосвал TEREX A340 с товароподемност 36,5 t.

DETERMINATION OF THE GEAR RATIOS IN THE AUTOMATIC GEARBOX OF AN 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 an articulated dump truck are described: the diesel engine, the hydromechanical 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 gearbox are determined. A concrete example is calculated for the dump truck TEREX A340 with capacity 36,5 t.

Увод

Шарнирно-счленените самосвали (фиг.1) се използват за транспортиране на земна маса при строителството на хидротехнически съоръжения и железопътни линии и при извършването на разкривни и рекултивационни работи в рудниците, за транспортиране на въглища, скала, варовик и други строителни материали в откритите и подземни рудници и кариери, за транспортиране на скала при тунелното строителство, за транспортиране на отпадъчни материали в насипищата и складовете за отпадъци и др.

Те могат да работят в тежки пътни условия при отсъствие на предварително подготвени пътища и в райони с голямо количество валежи и кални пътища. Благодарение на това, че всичките им колела са задвижващи (задвижване 6х6), те имат голяма проходимост, а благодарение на шарнирната им (чупеща се) конструкция - голяма маневреност.

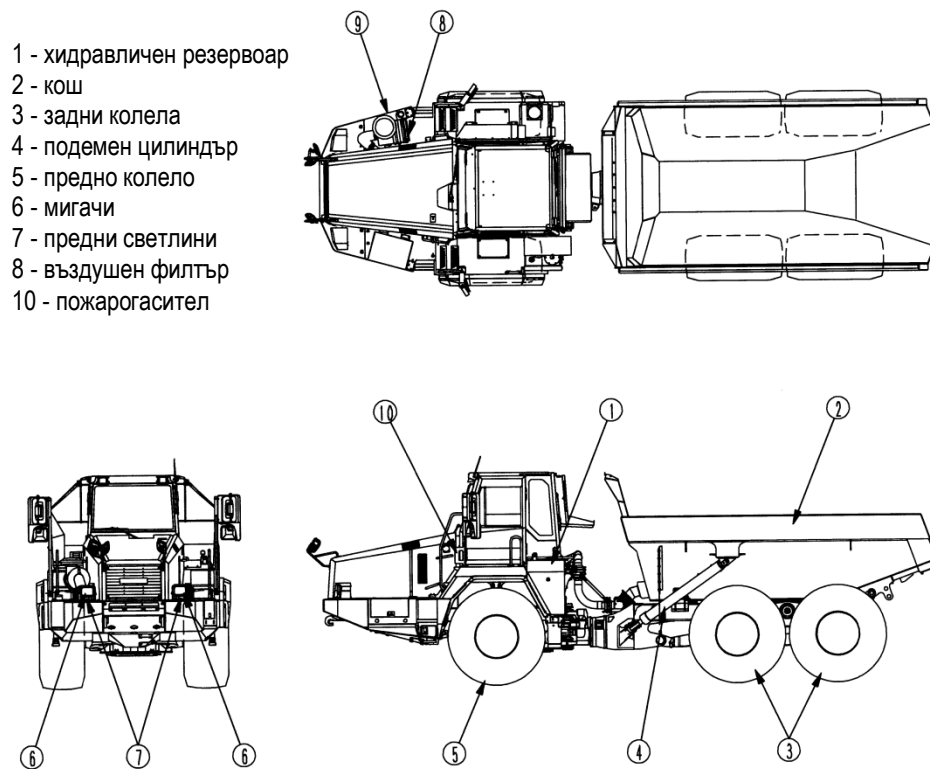
Товароподемността на шарнирно-счленените самосвали е 20÷45 t.

Задвижването на самосвала (фиг. 2) се състои от дизелов двигател, горна карданна предавка, автоматична скоростна кутия, три задвижващи моста (преден, среден и заден) и четири карданни предавки, свързващи скоростната кутия с мостовете.

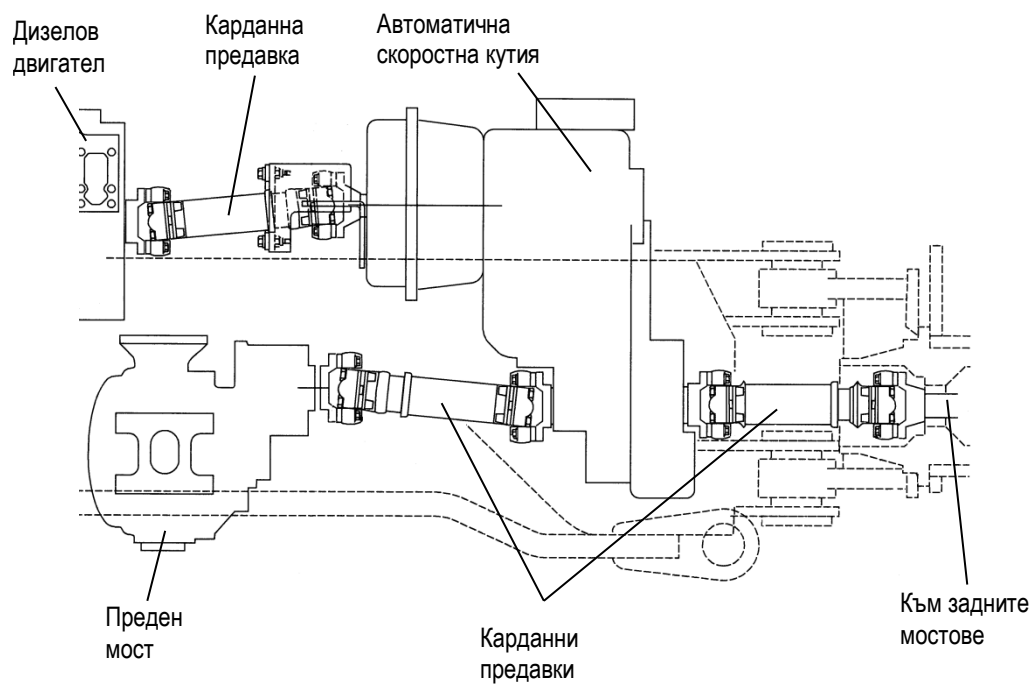
Автоматичната скоростна кутия се състои от хидротрансформатор с блокиращ съединител, хидрозабавител (ретардер), вална скоростна кутия с автоматично включване на предавките и диференциален планетарен редуктор с блокиращ съединител за разпределяне на въртящия момент между предния и задните мостове.

Задвижващите мостове се състоят от главна предвка, мостов диференциал, две полуоски и две колесни планетарни предавки, вградени в главините на колелата.

В настоящата статия е решен конкретен пример за определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на валната скоростна кутия на самосвал TEREX TA340. Самосвалът има следните параметри (TEREX Maintenance manual): максимална товароподемност $G=36,5$ t; пълна маса (собствена маса + максимална товароподемност) $P=67,3$ t; максимална мощност на дизеловия двигател $N_{d0}=332$ kW; максимална конструктивна скорост $v_{max}=51,7$ km/h; номинална честота на въртене на дизеловия двигател (при максимална мощност) $n_{d0}=2200$ min⁻¹; диаметър на гумите $D_g=1,85$ m, общо предавателно отношение на главната и колесната предавка $i_{гпкп}=24$; коефициент на еластичност на дизеловия двигател (отношение на номиналната честота на въртене на дизеловия двигател към максималната честота на въртене на дизеловия двигател) $\delta=1,55$; коефициент на трансформация на хидротрансформатора $k_{хт}=2,5$.



Фиг.1. Общ вид на шарнирно-счленен самосвал



Фиг.2. Задвижване на шарнирно-счленен самосвал

Определяне на броя на предавките на скоростната кутия

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

$$z = \frac{\lg\left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)}{\lg(\delta)} = \frac{\lg\left(\frac{51,7}{3,9}\right)}{\lg(1,55)} = 5,9 \rightarrow 6 \text{ степени}, \quad (1)$$

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);

$$v_{min} = \frac{3600 \cdot N_T^{\infty}}{F_{min}^{xm} \cdot g} = \frac{3600 \cdot 205}{18850 \cdot 9,81} = 3,9 \text{ km/h}, \quad (2)$$

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));

$$N_T^{\infty} = N_{\partial\partial} \cdot \eta_{xm} \cdot k_{cn} = 332,0 \cdot 72,0 \cdot 86 = 205 \text{ kW} \quad (3)$$

$$F_{xm}^{min} = \frac{F_{max}}{k_{xm}} = \frac{47110}{2,5} = 18850 \text{ dN}, \quad (4)$$

където: $N_{\partial\partial}$ [kW] - максимална мощност на дизеловия двигател (взима от 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));

$$F_{max} = 1000 \cdot P \cdot \psi_{max} = 1000 \cdot 67,3 \cdot 0,7 = 47110 \text{ dN} \quad (5)$$

ψ_{max} - максимален коефициент на сцепление между колелата и пътя (при сухи пътища $\psi_{max}=0,4 \div 0,7$);

P [t] - пълна маса на самосвала (взима 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 $\delta_2=\delta_4=\delta_6=1,55$; на трета предавка $\delta_3=1,57$; на пета предавка $\delta_5=1,47$. Тогава

за максималните скорости на самосвала за шесте предавки получаваме:

$$v_{max6} = v_{max} = 51,7 \text{ km/h} \quad (6)$$

$$v_{max5} = \frac{v_{max6}}{\delta_6} = \frac{51,7}{1,55} = 33,3 \text{ km/h} \quad (7)$$

$$v_{max4} = \frac{v_{max5}}{\delta_5} = \frac{33,3}{1,47} = 22,7 \text{ km/h} \quad (8)$$

$$v_{max3} = \frac{v_{max4}}{\delta_4} = \frac{22,7}{1,55} = 14,6 \text{ km/h} \quad (9)$$

$$v_{max2} = \frac{v_{max3}}{\delta_3} = \frac{14,6}{1,57} = 9,3 \text{ km/h} \quad (10)$$

$$v_{max1} = \frac{v_{max2}}{\delta_2} = \frac{9,3}{1,55} = 6,0 \text{ km/h} \quad (11)$$

За задните предавки за максималните скорости на самосвала приемаме:

$$v_{maxR1} = v_{max1} = 6,0 \text{ km/h} \quad (12)$$

$$v_{maxR2} = v_{max3} = 14,6 \text{ km/h} \quad (13)$$

$$v_{maxR3} = v_{max5} = 33,3 \text{ km/h} \quad (14)$$

Определяне на предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия

Предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия се определят по формули (15÷24):

$$i_I = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max1} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 6,24} = 5,35 \quad (15)$$

$$i_{II} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max2} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 9,324} = 3,446 \quad (16)$$

$$i_{III} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max3} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 14,624} = 2,207 \quad (17)$$

$$i_{IV} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max4} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 22,724} = 1,421 \quad (18)$$

$$i_V = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max5} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 33,324} = 0,97 \quad (19)$$

$$i_{VI} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_{\partial}}{60 \cdot v_{max6} \cdot i_{\partial kп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 2200 \cdot 1,85}{60 \cdot 51,724} = 0,625 \quad (20)$$

$$i_{RI} = i_I = 5,35 \quad (21)$$

$$i_{RII} = i_{III} = 2,207 \quad (22)$$

$$i_{RIII} = i_V = 0,97 \quad (23)$$

Определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на скоростната кутия

На първа предавка са включени съединителите KV и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 1 и 3. Тогава за предавателното отношение на скоростната кутия на първа предавка можем да запишем:

$$i_l = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 = 5,35, \quad (24)$$

На втора предавка са включени съединителите K4 и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 9 и 3. Тогава за предавателното отношение на втора предавка можем да запишем:

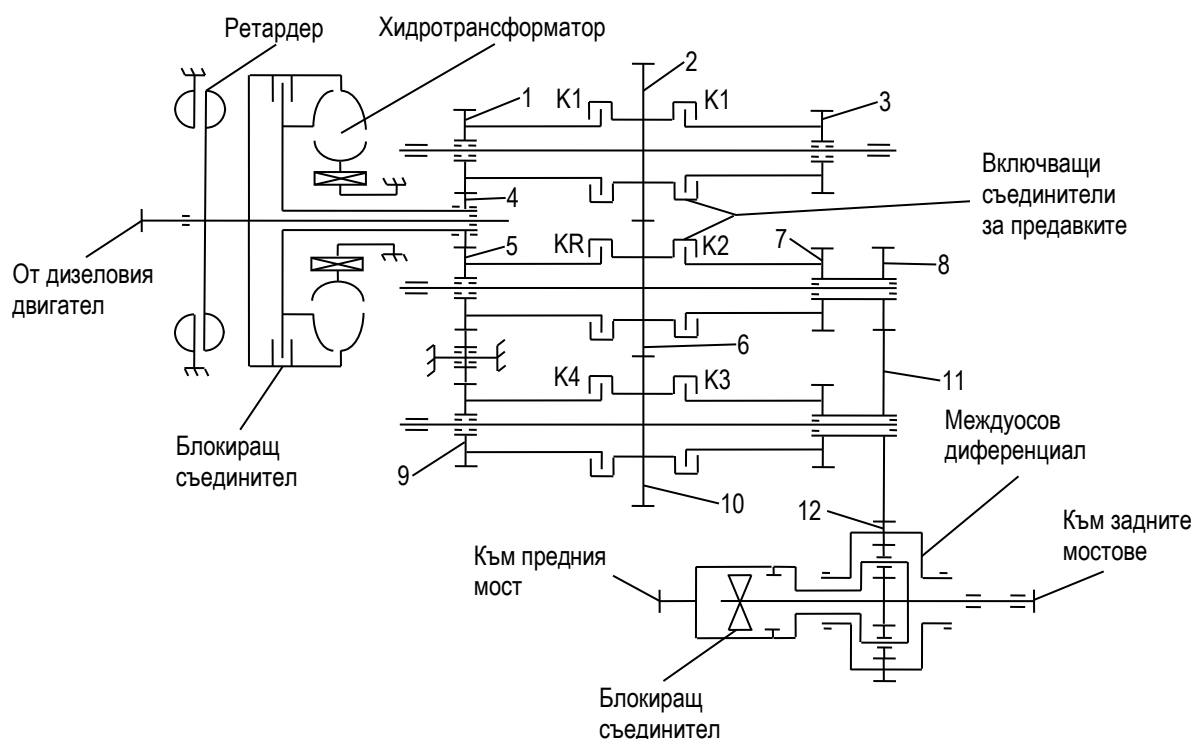


Таблица 1
Предавателни отношения и включени съединители за
различните степени на скоростната кутия

Предваж а	Предавателн о отношение	K R	K 4	K 1	K 3	K V	K 2
I	5,35			+		+	
II	3,446		+	+		+	
III	2,207					+	+
IV	1,421		+				+
V	0,97				+	+	
VI	0,625		+		+		
IR	5,35	+		+			
IIR	2,207	+					+
IIIR	0,97	+			+		

$$i_{\parallel} = \frac{z_9}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_{10}} \cdot \frac{z_7}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5 \cdot \alpha_6 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4$$

$$= 3.446 \quad (25)$$

$$i_{\text{III}} = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1 \cdot \alpha_7 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 = 2,207 \quad (26)$$

18

между зъбните колела 9 и 7. Тогава за предавателното отношение на четвърта предавка можем да запишем:

$$i_{IV} = \frac{z_9}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5 \cdot \alpha_8 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 = 1,421 \quad (27)$$

На пета предавка са включени съединителите KV и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 1 и 11. Тогава за предавателното отношение на пета предавка можем да запишем:

$$i_V = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_{10}}{z_2} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1 \cdot \frac{1}{\alpha_6} \cdot \alpha_4 = 0,97 \quad (28)$$

На шеста предавка са включени съединителите K4 и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 9 и 11. Тогава за предавателното отношение на шеста предавка можем да запишем:

$$i_{VI} = \frac{z_9}{z_4} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5 \cdot \alpha_4 = 0,625 \quad (29)$$

На първа задна предавка са включени съединителите KR и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 3. Тогава за предавателното отношение на първа задна предавка можем да запишем:

$$i_{IR} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9 \cdot \frac{1}{\alpha_7} \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 = 5,35 \quad (30)$$

На втора задна предавка са включени съединителите KR и K2, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 7. Тогава за предавателното отношение на втора задна предавка можем да запишем:

$$i_{IIR} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_{11}}{z_8} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 = 2,207 \quad (31)$$

На трета задна предавка са включени съединителите KR и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 11. Тогава за предавателното отношение на трета задна предавка можем да запишем:

$$i_{IIIR} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_{10}}{z_6} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9 \cdot \frac{1}{\alpha_8} \cdot \alpha_4 = 0,97 \quad (32)$$

Остава да определим предавателните отношения $\alpha_1 \div \alpha_9$ на зъбните предавки на скоростната кутия. Приемаме $z_2 = z_6 = z_{10}$, т.е. $\alpha_6 = \alpha_7 = 1$. Тогава при съвместното решаване на уравнения (24) и (26) се получава:

$$\frac{5,35}{\alpha_2} = \frac{2,207}{\alpha_7}; \quad \alpha_2 = \frac{5,35 \cdot \alpha_7}{2,207} = \frac{5,35 \cdot 1}{2,207} = 2,424 \quad (33)$$

При съвместното решаване на уравнения (24) и (28) се получава:

$$0,97 \cdot \alpha_6 = \frac{5,35}{\alpha_2 \cdot \alpha_3};$$

$$\alpha_3 = \frac{5,35}{0,97 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_6} = \frac{5,35}{0,97 \cdot 2,424 \cdot 1} = 2,275 \quad (34)$$

При съвместното решаване на уравнения (27) и (29) се получава:

$$\frac{1,421}{\alpha_8 \cdot \alpha_3} = 0,625; \quad \alpha_8 = \frac{1,421}{\alpha_3 \cdot 0,625} = \frac{1,421}{2,275 \cdot 0,625} = 1 \quad (35)$$

Приемаме $\alpha_5 = 1,4$. Тогава от уравнение (29) получаваме:

$$\alpha_4 = \frac{0,625}{\alpha_5} = \frac{0,625}{1,4} = 0,446 \quad (36)$$

От уравнение (28) получаваме:

$$\alpha_1 = \frac{0,97 \cdot \alpha_6}{\alpha_4} = \frac{0,97 \cdot 1}{0,446} = 2,175 \quad (37)$$

При съвместното решаване на уравнения (24) и (30) се получава:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_9}{\alpha_7}; \quad \alpha_9 = \alpha_1 \cdot \alpha_7 = 2,175 \cdot 1 = 2,175 \quad (38)$$

По този начин се определят всички предавателни отношения на скоростната кутия, което има голямо практическо значение.

Литература

- Шейретов, Х.К. Методика за изчисляване на самосвали за открити рудници с хидромеханична предавка. *Год. на МГУ „Св. Ив. Рилски“*, 2013, т. 56, св. 3, с.21-26.
- Komatsu articulated dump truck HM300-2. Operation & Maintenance Manual.
- TEREX TA 340 Articulated dump truck. Maintenance Manual.

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