

HYDRAULIC SYSTEM DIMENSION METHOD FOR UNLOADING THE BASKET ON LOW-PLATFORM DUMPERS

Lyuben Tasev

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, Sofia, Bulgaria, E-mail: luben.tasev@mgu.bg

ABSTRACT. The article proposes a methodology for dimensioning the power cylinders for unloading the basket of low-platform dump trucks. A mathematical model of the unloading process was made, based on which the applied forces on the power cylinders were calculated. Options are offered for selecting cylinders and a pump to drive the cylinders.

Key words: hydraulic power transmission, low platform dump car, hydraulic power cylinders, methodology

МЕТОДИКА ЗА ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ХИДРАВЛИЧНАТА СИСТЕМА ЗА РАЗТОВАРВАНЕ НА КОША НА НИСКОПЛАТФОРМЕНИ САМОСВАЛИ

Любен Тасев

Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София

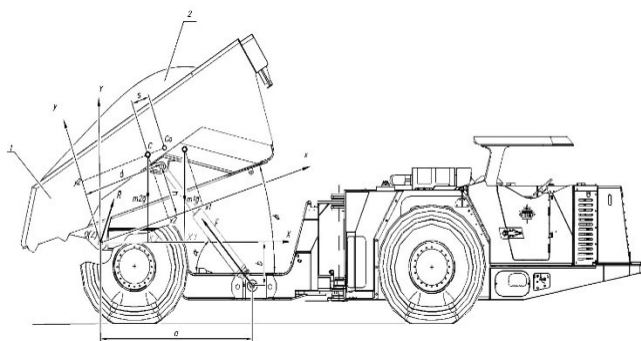
РЕЗЮМЕ В статията се предлага методика за оразмеряване на силвите цилиндри за разтоварването на коша на нископлатформени самосвали. Направен е математически модел на процеса на разтоварване, на базата на който са пресметнати приложените сили върху силвите цилиндри. Предложени са варианти за избор на цилиндри и помпа за задвижването на цилиндрите.

Ключови думи: хидравлично задвижване, нископлатформен самосвал, хидравлични силови цилиндри, методология

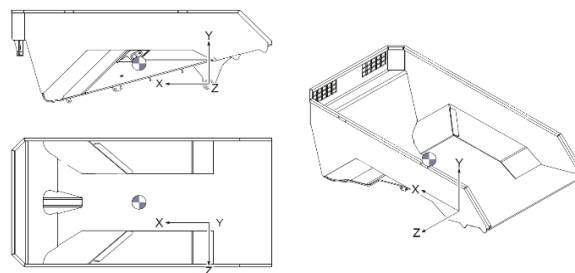
Въведение

Нископлатформените руднични транспортни средства добиват все по голямо значение в транспортните схеми на подземните рудници. Тяхната автономност и маневреност са част от предимствата, които ги правят предпочитани пред други решения. Опитът показва, че в рамките на един ден самосвалите могат да извършват повече от двадесет товаро-разтоварни операции, а за целия период на експлоатация – повече от десет хиляди.

Определянето на проектите натоварвания и определянето на параметрите на хидравличното задвижването на коша е важна част от ремонта и поддръжката на машините. В статията се предлага методология за изчисляване на силното хидравлично задвижване на разтоварващия механизъм на кофата на нископлатформени самосвали. Приложен е пример на изчисленията за 10.5 m³ кофа. В методологията е прието, че товарът е монолитен. На фиг. 1 е показана схема на разположението на кофата и силвите цилиндри. На фиг. 2 са показани основните геометрични размери и центъра на тежестта на самата кофа.



Фиг. 1.



Център на тежестта

Маса на кофа: 3 334 kg.	Координати на ЦТ: Z = 0 mm Y = 457 mm X = 1 346 mm
----------------------------	---

Фиг. 2

ИЗЛОЖЕНИЕ

1. Определяне на силата в хидравличните цилиндри

Процесът по разтоварване се състои от два етапа. При първия етап товарът е неподвижен, а при втория движението на товара започва когато кошът се издигне до ъгъла на естествения откос и завършва с цялостното му разтоварване.

Преди преместването на товара, силата F в хидравличните цилиндри може да се определи по следната формула :

$$F = \frac{m_1 \cdot g \cdot X_1 + m_2 \cdot g \cdot X_2}{a \cdot \sin \alpha - b \cdot \cos \alpha}, [N] \quad (1)$$

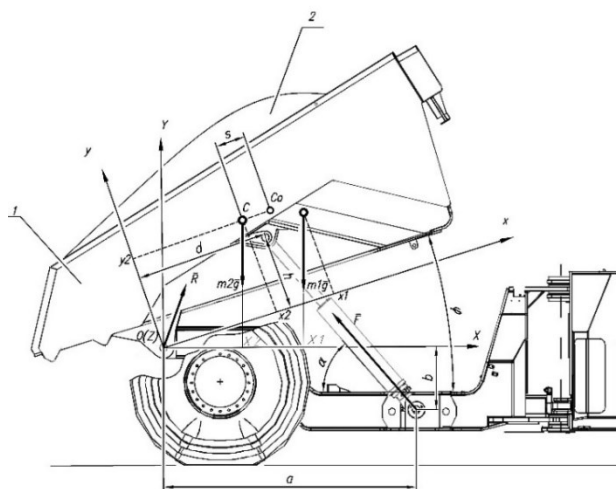
където X_1 и X_2 са координатите на центъра на тежестта в неподвижната координатна система OXYZ:

$$X_k = x_k \cdot \cos \varphi - y_k \cdot \sin \varphi, (k=1;2) \quad (2)$$

Оттук се намират координатите в началния момент на повдигане на коша:

$$X_1 = 1,346 \cdot \cos 0^\circ - 0,457 \cdot \sin 0^\circ = 1,346$$

$$X_2 = 1,150 \cdot \cos 0^\circ - 0,800 \cdot \sin 0^\circ = 1,016$$



Фиг. 3

При въртене на коша, ъгълът на наклон на изпълнителните цилиндри се определя от следните геометрични зависимости:

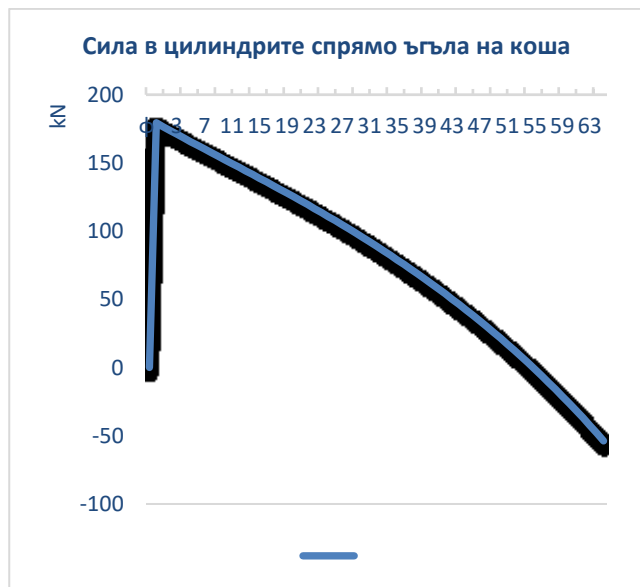
$$\alpha = \arctg \left(\frac{b+d \cdot \sin \varphi + h \cdot \cos \varphi}{a-d \cdot \cos \varphi + h \cdot \sin \varphi} \right), [^\circ] \quad (3)$$

В начално състояние на коша (0°), наклонът на изпълнителните цилиндри е:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{0,610 + 1,195 \cdot \sin 0^\circ + 0,685 \cdot \cos 0^\circ}{2,286 - 1,195 \cdot \cos 0^\circ + 0,685 \cdot \sin 0^\circ} \right) = 50^\circ$$

Оттук се получава силата в цилиндрите в начално положение на коша:

$$F = \frac{3\,334,981 \cdot 1,346 + 20\,000,981 \cdot 1,016}{2,286 \cdot \sin 50^\circ - 0,610 \cdot \cos 50^\circ} = 179\,074\text{ N}$$



Тъй като изпълнителните хидравлични цилиндри са 2, максималното усилието във всеки един от тях ще бъде:

$$F_{\text{цил}} = F/2 = 179\,074/2 = 89\,537\text{ N}$$

2. Определяне на реакцията в шарнира на коша

$$R_x = F \cdot \cos \alpha, [N] \quad (4)$$

$$R_x = 179\,074 \cdot \cos 50^\circ = 115\,106\text{ N}$$

$$R_y = m_1 \cdot g + m_2 \cdot g - F \cdot \sin \alpha, [N] \quad (5)$$

$$R_y = 3334,9,81 + 20\,000,9,81 - 179\,074 \cdot \sin 50^\circ = 91\,729\text{ N}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, [N] \quad (6)$$

$$R = \sqrt{115\,106^2 + 91\,729^2} = 147\,186\text{ N}$$

Определяне на диаметъра на хидравличните цилиндри- D

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{цил}}}{\pi \cdot P_{\text{раб}}}}, [m] \quad (7)$$

където $P_{\text{раб}}$ е работното налягане на хидравличната система за повдигане на коша (Табл.1)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 89\,537}{\pi \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,089\text{ m}$$

Определяне на дължината и хода на изпълнителните цилиндри

$$R = \sqrt{h^2 + d^2}, [m] \quad (8)$$

$$R = \sqrt{0,685^2 + 1,195^2} = 1,377\text{ m}$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{h}{R} \right), [^\circ] \quad (9)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{0,685}{1,377} \right) \approx 30^\circ \Rightarrow \gamma = 5^\circ$$

$$x_2 = 1,373 \cdot \cos 5^\circ = 0,996$$

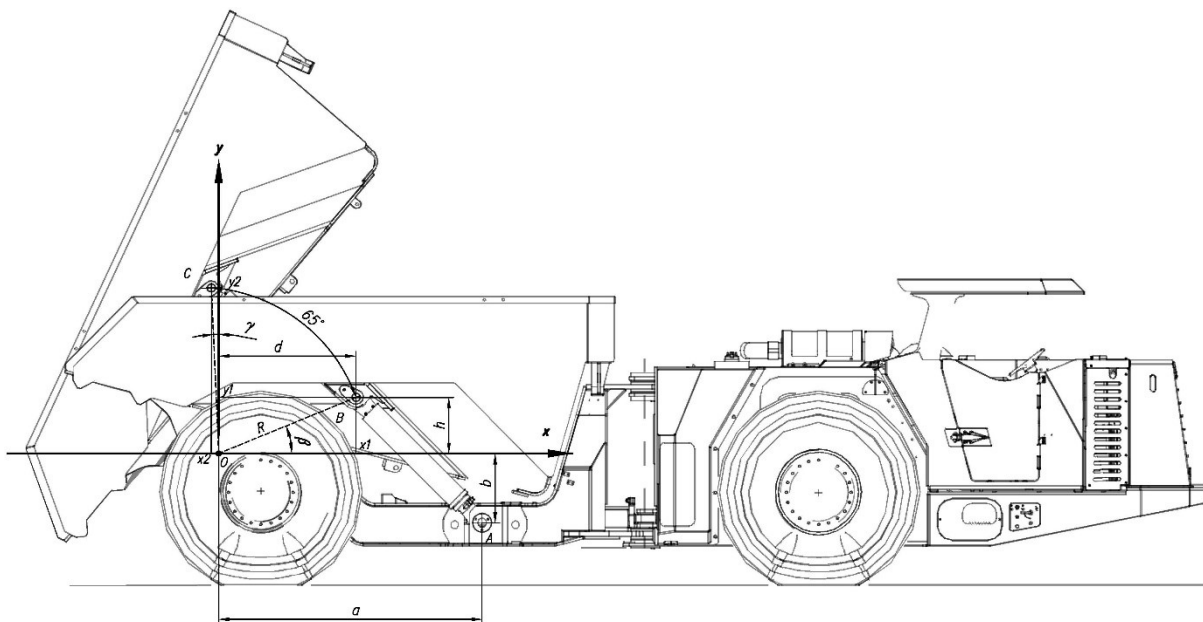
$$y_2 = 1,373 \cdot \sin 5^\circ = 0,087$$

Дължината на хидравличния цилиндър в събрано състояние е:

$$AB = \sqrt{(a-d)^2 + (b-h)^2} = \sqrt{(2,286 - 1,195)^2 + (-0,610 - 0,685)^2} = 1,693\text{ m}$$

Дължината на хидравличния цилиндър в удължено състояние е:

$$AC = \sqrt{[a - (-x_2)]^2 + (-b - y_2)^2} = \sqrt{[2,286 - (-0,996)]^2 + (-0,610 - 0,087)^2} = 3,355\text{ m}$$



Фиг. 4

Дължината на хода на буталото L е:

$$L = AC - AB = 3,355 - 1,693 = 1,662\text{m}$$

Избор на стандартен диаметър на хидравличния цилиндър $D_{ст}$, отговарящ на условието $D \leq D_{ст}$, в случая $D_{ст}=100\text{ mm}$.

Избор на стандартен диаметър на буталния прът $D_{ст}$

За избрания диаметър $D_{ст}$ на хидравличния цилиндър се предлагат два размера бутални пръти – 63mm и 70mm. Избира се по-малкия (63mm) и се прави проверка за устойчивостта му на изкълчване спрямо изчислената дължина L.

Критичната сила $F_{кр}$ по формулата на Ойлер е:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot \beta \cdot L^2}, [N] \text{ ако } \lambda > \lambda_p; \quad (10)$$

Критичната сила $F_{кр}$ по формулата на Тетмайер е:

$$F_{кр} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot \nu}, [N] \text{ ако } \lambda \leq \lambda_p, \quad (11)$$

където:

$E=2,1 \cdot 10^{11}$ Pa – модул на еластичност на буталния прът;

$R_e=355$ MPa – граница на провлачване на материала;

$\nu=3,5$ – коефициент на сигурност;

$\beta=1$ – II Ойлеров случай (II);

I – инерционен момент на прът с кръгло сечение:

$$I = \frac{d_{ст}^4 \cdot \pi}{64}, [m^4]; \quad (12)$$

$$I = \frac{0,063^4 \cdot 3,14}{64} = 77,3 \cdot 10^{-8} m^4$$

I Ойлеров случай	II Ойлеров случай	III Ойлеров случай	IV Ойлеров случай
$\beta = 2$	$\beta = 1$	$\beta = 0,7$	$\beta = 0,5$

λ и λ_p - гранични стойности:

$$\lambda = \frac{4 \cdot \beta \cdot L}{d} \quad (13)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1,662}{0,063} = 105,5$$

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} \quad (14)$$

$$\lambda_p = 3,14 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 355}} = 85,4$$

следователно изчисленията се правят по формулата на Ойлер:

$$F_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 77,3 \cdot 10^{-8}}{3,5 \cdot 1 \cdot 1,662^2} = 165\,550\text{ N}$$

За да е устойчив на изкълчване, избрания прът на хидравличния цилиндър трябва да отговаря на условието:

$$F_{цил} < F_{кр}, \quad (15)$$

в случая $89\,537\text{ N} < 165\,550\text{ N}$, откъдето следва, че диаметърът на пръта е подходящо избран.

Необходима скорост на движение на буталния прът $v_{бут}$ се изчислява по формулата:

$$v_{\text{бут}} = \frac{L}{t_{\text{разт}}}, [m/s] \quad (16)$$

$$v_{\text{бут}} = \frac{1,662}{13} = 0,128 \text{ m/s}$$

$$V_T = \frac{Q_H}{n_{\text{max}}}, [m^3] \quad (19)$$

$$V_T = \frac{126,63}{2200} = 0,0575 \text{ m}^3 = 57,5 \text{ cm}^3$$

3. Избор на аксиално-бутална хидравлична помпа

Таблица 1.

Технически характеристики на аксиално-бутални помпи

Размер	NG	45	56	63	80	90	107	125		
Геометричен обем, на оборот	V_g	cm ³	44.9	56.6	63.0	79.8	90.5	106.7	125.0	
Скорост на въртене на вала	n_{nom}	rpm	2 200	2 200	2 200	2 000	1 800	1 600	1 600	
	n_{max}	rpm	4 250	3 750	3 750	3 350	3 350	3 000	3 000	
Дебит	при n_{nom}	q_v	l/min	99	125	139	144	163	171	200
Въртящ момент	при $\Delta p = 400 \text{ bar}$	M	Nm	286	360	401	508	576	679	796

Обемен разход (дебит), нужен за преместването на двата бутални пръта с необходимата скорост- Q:

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_{\text{бут}}, [m^3/s] \quad (17)$$

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} \cdot 0,128 = 2 \cdot \frac{0,0785}{4} \cdot 0,128 = 0,00201 \text{ m}^3/s = 120,6 \text{ l/min}$$

Изчисляване на необходимия дебит на помпата- Q_H

Производителността на помпата трябва да осигурява необходимия дебит за захранването на изпълнителните цилиндри и за компенсирането на загубите в хлабините на хидравличната система (утечки). За това при избора на хидравлична помпа той условно се приема

$$Q_H = Q(1,05 \div 1,1), \quad (18)$$

в случая:

$$Q_H = 120,6 \cdot 1,05 = 126,63 \text{ l/min}$$

Теоретичният геометричен обем на помпата – V_T се изчислява по формулата:

Избор на стандартен размер на аксиално-бутална помпа

Според изчисления геометричен обем се избира помпа със стандартен размер (от табл.1), която отговаря на условието:

$$V_g \geq V_T, \quad (20)$$

в случая се избира помпа с работен обем $V_g = 63 \text{ cm}^3$

Заклучение

Предложената методология може да послужи на студенти от машините специалности на техническите университети при разработването на проекти и дипломни работи.

Настоящата методология би била полезна и на механиците в рудничните предприятия в ремонтните дейности на наличните машини.

Литература

- Гойдо, М.Е. (2009). *Проектирование объемных гидроприводов*, Машиностроение.
- Корпачев В. П., Андрияс А. А., Пережилин А. И., (2012). *Основы проектирования объемного гидропровода*. СибГТУ.
- Iliev, Zh. (2015). Determination of technological parameters of hydro transport installation for coals, *Proceedings of the XIII-th National conference with international participation of the open and underwater mining of minerals, 1-5, Varna*, ISSN: 1314-8877.
- Yu N Baryshnikov. (2017). Computing experiment for unloading dumper truck at a sloping pad. *Fundamental and Applied Problems of Mechanics*.