

METHODS FOR CALCULATING THE STEERING OF ARTICULATED PNEUMATIC-WHEELED VEHICLES

Lyuben Tasev

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia; E-mail: luben.tasev@mgu.bg

ABSTRACT. Articulated pneumatic-wheeled vehicles are becoming increasingly important in underground mine transport schemes. Their autonomy and maneuverability are part of the advantages that make them preferred over other solutions. The article proposes methods for dimensioning the steering of articulated pneumatic-wheeled vehicles. A kinematic control scheme was made, based on which the power cylinders were calculated.

МЕТОДИКА ЗА ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА КОРМИЛНОТО УПРАВЛЕНИЕ НА СЪЧЛЕНЕНИ ПНЕВМО-КОЛЕСНИ ТРАНСПОРТНИ СРЕДСТВА

Любен Тасев

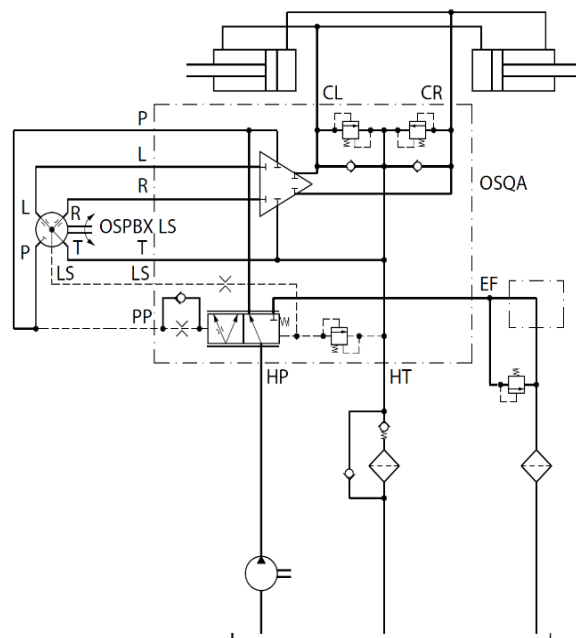
Минно-геоложки университет “Св. Иван Рилски”

РЕЗЮМЕ Съчленените пневмо-колесни 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. В статията се предлага методика за оразмеряване на кормилното управление на съчленени пневмо-колесни транспортни средства. Направена е кинематична схема на управлението, на база на което са изчислени силовите цилиндри.

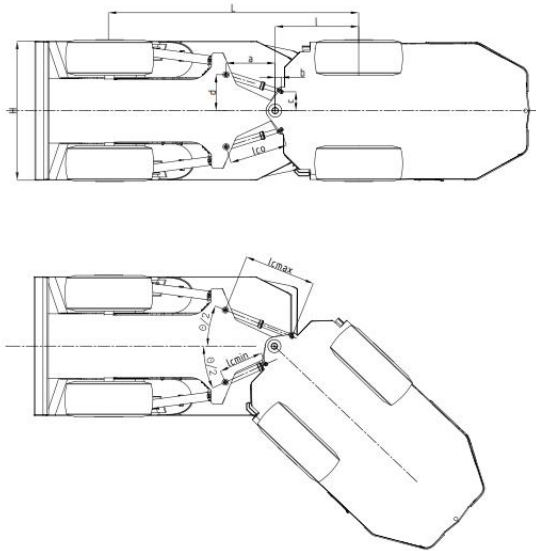
Въведение

Съчленените превозни средства се изпълняват с шарнирно кормилно управление – система, съдържаща вертикална ос на въртене, свързваща две секции на машината, като например предните и задните части на шасито или рамата. Управлението се реализира чрез съгъване на секциите на машината около оста на въртене. Кормилната система може да бъде механична, хидромеханична, хидростатична, електрическа и комбинирана. В момента за управлението на превозни средства за руднични условия в повечето случаи се прилага обемно хидравлично управление. Редици фирми разработват такива управления, като водещо място заемат такива като “Danfoss” (Дания), “Zahnradfabrik” (Германия), “TRW” (САЩ), Eaton (САЩ), M+S Hydraulic (България) и др.

На фигурата 1 е показана типична примерна хидравлична схема на съчленена пневмо-колесна машина с два силови цилиндъра и усилвател на налягането. На фигура 2 са показани основните геометрични размери на кинематичната схема за определяне на реакциите и силите в хидравличните цилиндри. На база на получените сили се прави избор на цилиндри, кормилно управление и хидравлична помпа.



Фиг. 1. Хидравлична схема на кормилно управление



Фиг. 2. Изглед съчленен самосвал

Изложение

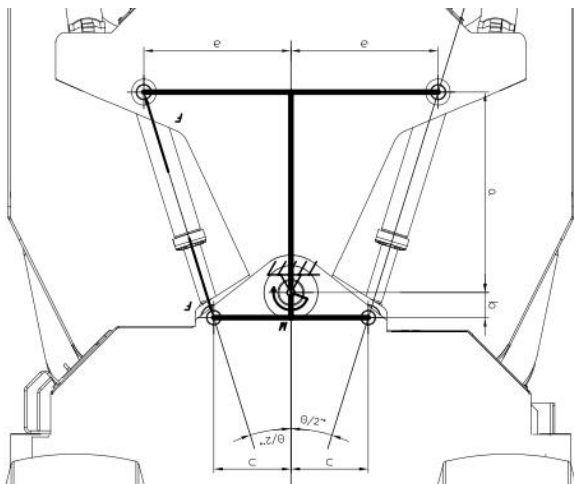
1. Изчисляване на необходимия момент за завиване и определяне на силите в цилиндрите

Номиналният момент на завиване за шарнирно съчленени машини с максимален ъгъл на завиване между 20° и 50° и с положение на съчленяващия шарнир, отговарящо на отношението $1/L=0,25\dots0,50$, може да се изрази чрез следната зависимост:

$$M_{\text{зав}} = 0,5 \theta (G1 + l/L + G2); \text{ kNm} \quad (1)$$

където:

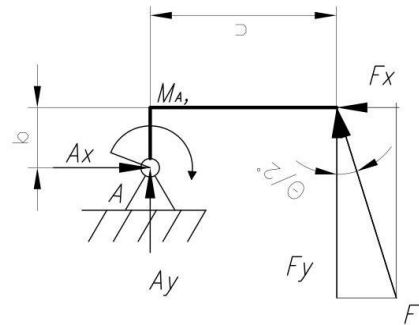
- θ – максимален ъгъл на завиване от положение на праволинейно движение [rad];
- $G1, G2$ - натоварване на мостовите на по-малката и на по-голямата секция [kN];
- l - дължина на по-малката секция (разстоянието от шарнира до по-близкия мост от фиг.1) [m];
- L - разстояние между мостовите [m] (от фиг.2);



Фиг. 3. Кинематична схема

На база на кинематичния анализ на кормилното управление и получения номинален момент на завиване, се изчислява нужната сила в буталния прът на изпълнителните цилиндри. За опростяване на пресмятанията се приема, че усилията в двата цилиндъра са еднакви и се разглежда само едната страна, като впоследствие получената сила се разделя на две.

предна част



Фиг. 4. Кинематична схема предна част

Предна част

Разлагане на силата F на две компоненти по осите x и y :

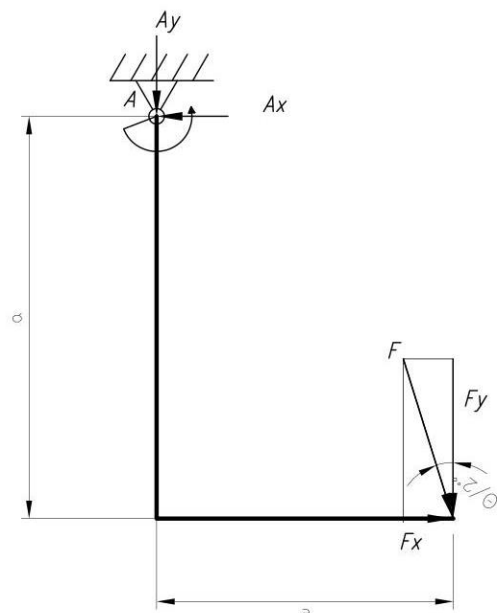
$$\begin{cases} F_x = F \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right); N \\ F_y = F \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right); N \end{cases} \quad (2)$$

Определяне на опорните реакции и съставяне на независимите уравнения на статиката:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n P_i, x = 0; \rightarrow A_x - F_x = 0; \rightarrow A_x = F \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \\ \sum_{i=1}^n P_i, y = 0; \rightarrow A_y + F_y = 0; \rightarrow A_y = -F \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \\ \sum_{i=1}^n M_{A, i} = 0; \rightarrow -M_A + F_x \cdot b + F_y \cdot c = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Задна част

задна част



Фиг. 5. Кинематична схема задна част

Опорните реакции и завиващия момент се поставят противоположно на предната част и се съставят независимите уравнения на статиката:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n P_i, x = 0; \rightarrow -Ax + Fx = 0; \rightarrow Ax = F \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \\ \sum_{i=1}^n P_i, y = 0; \rightarrow -Ay - Fy = 0; \rightarrow Ay = -F \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \\ \sum_{i=1}^n M_A, i = 0; \rightarrow M_A + Fx \cdot a - Fy \cdot e = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Избираме по-голямата сила и я разделяме на половина.

2. Избор на хидравлични цилиндри

Изчисляване на площта на буталото и буталния прът на хидравличния цилиндър (Kograshev, 2012):

$$S = \frac{F}{p_{\text{НОМ}}} \text{ m}^2 \quad (5)$$

където:

- S – сумарна площ на буталото от долната страна и от страната на буталния прът на хидравличния цилиндър [m²];
- F – усилие на буталния прът [N];
- p_{НОМ} – номинално налягане в хидропровода [Pa]

Определяне на минималния диаметър D на буталото на хидравличния цилиндър [m]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi(2 - 1/\varphi)}} \quad (6)$$

където φ е отношението между диаметъра на буталото към диаметъра на буталния прът (φ=1,25÷1,5)

Определяне на диаметъра d на буталния прът [m]:

$$d = \frac{D}{\varphi} \quad (7)$$

Определяне на хода на буталото l_c [m] (от фиг.2):

$$l_c = l_{\text{cmax}} - l_{\text{cmin}} \quad (8)$$

където:

- l_{cmax} – дължина на хидравличния цилиндър в удължено състояние;
- l_{cmin} – дължина на хидравличния цилиндър в събрано състояние.

Изчисляване обема V_{c1} на хидравличния цилиндър от страната на буталото:

$$V_{c1} = \pi r_1^2 l_c; \text{ m}^3, \quad (9)$$

където r₁ е радиусът на буталото.

Изчисляване обема V_{c2} на хидравличния цилиндър от страната на буталния прът:

$$V_{c2} = V_{c1} - \pi r_2^2 l_c; \text{ m}^3, \quad (10)$$

където r₂ е радиусът на буталния прът.

Изчисляване на общия обем V_c, необходим при кръстосано свързване на двата изпълнителни хидравлични цилиндъра (Goidu 2009).

$$V_{c2} = V_{c1} + V_{c2}; \text{ m}^3 \quad (11)$$

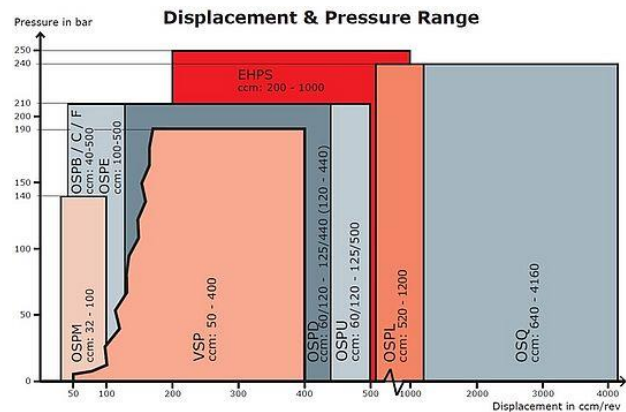
3. Избор на кормилно управление и помпа

Препоръчително е броят на завъртанията на командния орган (волана) от едното крайно положение на частите на шарнирната рама до другото да става с до 5 оборота. Това определя и избора на кормилното управление:

$$q = V/5 \quad (12)$$

където q е работен обем на кормилното управление [cm³/об.]

На фиг. 6 е дадена графика на различните кормилни управления на фирмата „Danfos. Базирайки се на предходно изчисленото q, от нея може да изберем необходимото за нашата машина кормилно управление и да определим налягането на хидравличната система.



Фиг. 6. Избор на кормилни управления на фирма Danfos.

В някои от машините се налага използването на кормилните управления с усилватели на дебит (фиг. 1), които усилват дебита към кормилния цилиндър. Тези системи с кормилни управления и усилватели на дебит включват също вграден приоритетен клапан, който осигурява приоритет на управлението. Когато воланът се премести, маслото в усилвателя на дебит се разделя по такъв начин, че се осигурява подаване на достатъчно дебит към кормилната система. Останалото количество е налично за работната хидравлика.

Броят n на завъртанията на командния орган (волана) от едното крайно положение на частите на шарнирната рама до другото се изчислява по следния начин:

$$n = V/q_{\text{ст}} \quad (13)$$

където q_{ст} е стандартен работен обем на избраната кормилната система.

Скоростта v [m/s] на преместване на буталния прът:

$$v = Q_{\text{кв}} / S \quad (14)$$

$$Q_{\text{кв}} = q_{\text{ст}} \cdot n_{\text{кв}}$$

където:

- Q_{кв} – действителен обем, подаван от кормилната система към изпълнителните хидравлични цилиндри [cm³];
- n_{кв} – честота на въртене на кормилното управление [s⁻¹] (приема се 1,5 s⁻¹);

Определяне на необходимата мощност в хидравличните цилиндри- $N_{ц}$

$$N_{ц} = F \cdot v, \text{ [kW]}, \quad (15)$$

където F е усилието, действащо на буталния прът [kN].

Определяне на полезната мощност на хидравличната помпа- $N_{п}$

$$N_{п} = K_{с} \cdot K_{ск} \cdot N_{ц} \text{ [kW]}, \quad (16)$$

където:

- $K_{с}$ - коефициент на запас по сила – 1,05;

- $K_{ск}$ -коефициент на запас по скорост – 1,05. Избор на хидравлична помпа

$$Q_{п} = \frac{N_{п}}{\rho_{ном} \cdot n_{п}}, \text{ m}^3 \quad (17)$$

където:

- $q_{п}$ - работен обем на хидравличната помпа (m^3);
- $\rho_{ном}$ - номинално налягане на гидропровода [kPa];
- $n_{п}$ - честота на въртене на вала на помпата [s^{-1}]

В таблица 1 като пример са дадени техническите параметри на хидравлични зъбни помпи Krecht, серия КРЗ.

Таблица 1. Спецификация зъбни помпи Krecht

Номинален обем	Геометричен обем	Максимално работно налягане	Максимално налягане	Максимални обороти	Инерционен момент	Минимални обороти при съответно налягане[bar]				
						100	120	150	180	>200
cm^3	cm^3	bar	bar	1/min	kg m^2	700	700	800	900	900
71	70.6	230	280	2500	187	500	600	700	800	800
82	81.0	210	250	2600	210	500	600	700	800	800
100	99.5	210	250	2500	252	500	600	700	800	800
112	111.1	200	230	2400	277	500	600	700	800	800
125	123.8	200	230	2300	306	500	600	700	800	800

Заклучение

Предложената методология може да послужи 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 гидропроводов. Машиностроение.
- Корпачев, В.П., А. А. Андрияс, А. И. Пережилин. 2012. Основы проектирования объемного гидропровода. СибГТУ, 166 стр.
- Dzhustrov, K., Zh. Iliev. 2022. Study of the electromechanical load of the motor-reducer group for a double drum drive of a belt conveyor, *Journal of Physics: Conference Series, International Conference on Electronics*, doi:10.1088/1742-6596/2339/1/012028, 2022.