

METHODOLOGY FOR DETERMINING THE FORCES AND REACTIONS IN THE WORKING BODY OF A SANDVIK LH518 TYPE FRONT-END LOADER

Ivan Minin, Savo Venkov

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, Sofia, E-mail: minin_ivan@abv.bg; savo.venkov@sandvik.com

ABSTRACT. A methodology has been developed for determining the forces and support reactions at characteristic points of the working body of a SANDVIK LH518 type electric mobile front-end loader. The loader operates in difficult underground conditions. The forces acting at certain characteristic points of the working body of the machine and the reactions generated by these forces have been determined. The most loaded position of the machine has been selected, namely the moment of the bucket cutting into the massif. Since this type of machine cuts into the massif through its running mechanism, a maximum value of tangential force has been determined, directed along the tangent to the trajectory of movement of the front cutting edge of the bucket teeth in the direction opposite to this movement.

Key words: loader, methodology, front-end, forces, working body.

МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СИЛИТЕ И РЕАКЦИИТЕ В РАБОТНИЯ ОРГАН НА ЧЕЛЕН ТОВАРАЧ ТИП SANDVIK LH518

Иван Минин, Саво Венков

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

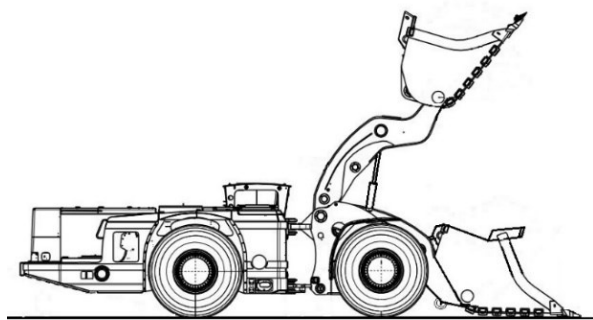
РЕЗЮМЕ. Създадена е методика за определяне на силите и опорните реакции в характерни точки от работния орган на електромобилен челен товарач тип SANDVIK LH518. Товарачът работи в тежки подземни условия. Определени са силите, действащи в определени характерни точки от работния орган на машината, и реакциите, породени от тези сили. Избрано е най-натовареното положение на машината, а именно моментът на врязване на кофата в масива. Поради това, че този тип машини се врязват в масива чрез ходовия си механизъм, е определена максимална стойност на тангенциална сила, насочена по допирателната към траекторията на движение на предния режещ ръб на зъбите на кофата в посока, обратна на това движение.

Ключови думи товарач, методика, челен, сили, работен орган.

Въведение

Освен традиционното им използване при изкопни работи в жилищното и пътното строителство и при прокарване на напоителни канали, през последните 30 години хидравличните багери навлязоха в откритите рудници, където замениха морално и физически остарелите въжено-механични багери.

В тези предприятия тези машини се използват в най-големите не възглещни открити рудници за натоварване на взривена скална маса. В следствие те имат голяма конкуренция от навлизащите все повече огромни челни товарачи. Докато на открито тези машини се конкурират, то под земята челните товарачи нямат конкуренция поради ниския габарит с еднаква по обем кофа. През последните години с развитието на батерийните технологии се произвеждат и товарачи с електрическо задвижване от батерии, какъвто е обектът на настоящето изследване.



Фиг. 1. Общ изглед на челен товарач тип SANDVIK LH518 при спусната и максимално повдигната кофа

Сили действащи на предния режещ зъб на кофата при врязване в масива

В процеса на срязване (фиг. 2) на поредната стружка върху режещия ръб (Гоberman, Л. А, 1988) на зъбите кофата (точка N), действат следните сили:

1. Тангенциална сила P_t^1 , насочена по допирателната към траекторията на движение на предния режещ ръб на зъбите на кофата в посока, обратна на това движение. При челните товарачи ъгълът на рязане е в диапазона $30^\circ \div 40^\circ$. Отчитайки този ъгъл, при пресмятане на тангенциалната сила можем да използваме формулата:

$$P_t^1 = K_F \cdot K_O \cdot b \cdot \delta \cdot N, \quad (1)$$

където:

K_F е специфичното съпротивление на скалите при копаене, Pa . $K_F = (0,226 \div 0,292)MPa$ - за добре взривена скала.

b – ширина на срязваната стружка, m . Този параметър зависи от широчината на кофата на багера;

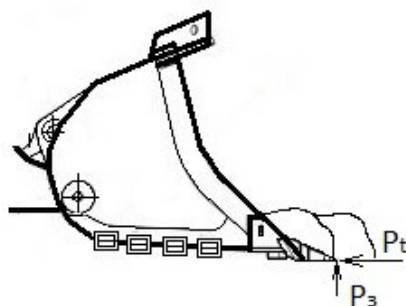
δ - дебелина на срязваната стружка, m ;

K_O е корекционен коефициент, отчитащ ъгъла на рязане. Стойностите му са в диапазона $K_O = (0,7 \div 0,8)$.

2. Нормална сила P_3 (реакция на забоя), N . Пресмята се по формулата:

$$P_3 = \psi \cdot P_t^1, N, \quad (2)$$

където ψ е коефициент, отчитащ съотношението между нормалната и тангенциалната сила. Стойността му зависи от физико-механичните свойства на скалите и обикновено е в интервала $\psi = (0,2 \div 0,5)$, като по-ниските стойности са за по-меки скали.



Фиг. 2. Сили действащи на предния режещ ръб на зъбите на кофата

3. Сила на триене $P_3 f$. Нормалната реакция на забоя P_3 създава сила на триене, приложена в същата точка в която действа тангенциалната и действаща по допирателната в посока, обратна на движението на работния орган. С отчитането ѝ, пълното тангенциално съпротивление се определя от израза:

$$P_t = P_t^1 + P_3 f = K_F \cdot K_O \cdot b \cdot \delta + K_F \cdot K_O \cdot b \cdot \delta \cdot \psi \cdot f = K_F \cdot K_O \cdot b \cdot \delta (1 + \psi \cdot f), N \quad (3)$$

където f е коефициент на триене на кофата в масива. Стойностите му са в диапазона: $f = (0,2 \div 0,25)$.

При анализа на силово натоварени конструктивни елементи от съществено значение е оценката на напрегнато-деформационното състояние, което позволява определяне на критичните режими на работа и конструктивната надеждност на системата (Тонкова, 2017; Тонкова, 2018).

Сили действащи на работния орган на челния товарач

При работа на товарача върху елементите на работния орган действат резултатната сила на копаене и гравитационните товари, представляващи теглата на отделните звена на изпълнителния орган, които реакции трябва да бъдат еднозначно определени.

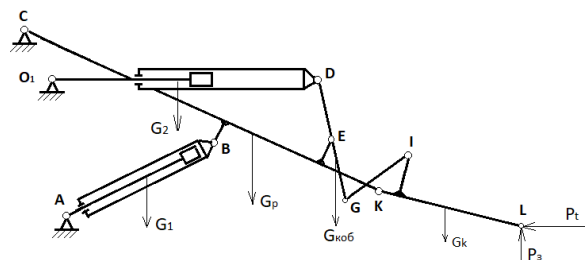
Масовите центрове се приемат, както следва:

- масовият център на хидравличните цилиндри се приема в средата на същите, като при изчисляване и съответния елемент теглото на цилиндрите се приема, че се разпределя равномерно върху шарнирите, на които е окачен;
- теглата на ръката, кобилицата и кофата се приемат в средата на отсечките, определени от шарнирите в двата им края, съответно на ръката СК, на кобилицата DG, на кофата KL.

Тези приемания не биха довели до голяма грешка, поради това, че теглата на цилиндрите са относително малки в сравнение с теглата на останалите елементи.

На фиг. 3 е дадена адаптирана схема на работния орган товарача, при което са известни следните величини:

- двойките координати X, Z на всички шарнирни връзки ($O_1, A, B, C, D, E, G, I, K, L$);
- тангенциалната сила на копаене P_t (формула 3);
- теглото на кофата G_K (звено KLN), на ръката G_P (звено EK) и на кобилицата $G_{коб}$ (звено DI) и теглата на цилиндри те G_1, G_2 .



Фиг. 3. Адаптивна схема на работния орган със силите на тежестта на елементите на работния орган

Теглото на материала се определя по формулата:

$$G_M = g \cdot V_K \cdot \rho \cdot K_P, N \quad (4)$$

където:

V_K, m^3 е обем на кофата;

$\rho, kg/m^3$ - плътност на материала;

K_P - коефициент на разбухване.

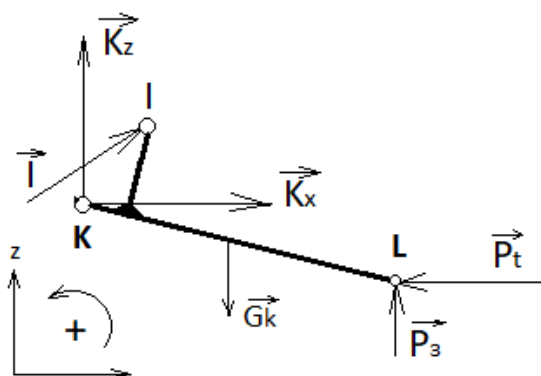
С челния товарач се свързва относителна пространствена Декартова координатна система OXYZ, ориентирана така, че: ос OZ съвпада с равнината на свързване на рамата 1 към шасито на товарача; ос OX лежи в равнината на стоене на машината и се дава от пресечницата на тази равнина с равнината на симетрия на изпълнителния орган; ос OY е перпендикулярна на равнината XOZ и заедно с осите OX и OZ образува дясно ориентирана Декартова координатна система.

Разглежда се положението на работния орган при връзване на празна кофата в масива на нивото, на равнината на стоене на товарача.

Разглеждаме тялото KLI (фиг. 4), което представлява кофата на товарача. На точка L действат силите P_t и P_3 , чийто директриси и посоки вече са определени.

В шарнира I действа силата I, която идва от буталния прът на цилиндъра Ц₂ и има посока на вектора GI, а в шарнира K има реакция разложена по двете оси на координатната система.

В условията на равномерно движение тялото KLI е в равновесие. Следователно може да се запише следната система от уравнения:



Фиг. 4. Сили, действащи на кофата на товарача

$$\begin{cases} \sum X_i = 0; -P_t + Kx + Ix = 0 \\ \sum Z_i = 0; P_3 - G_K + Iz + Kz = 0 \\ \sum M_{Ki} = 0; +P_3(x_L - x_K) - P_t(z_K - z_L) - \\ -Ix(z_L - z_K) + Iz(x_L - x_K) - G_K \frac{(x_L - x_K)}{2} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Тази система е от три уравнения и за да бъде решена, трябва неизвестните да бъдат сведени до три. Това може да стане по следния начин. Хоризонталната и вертикалната съставна на силата от буталните прът на хидравличният цилиндри Ц₂ могат да бъдат заместени със силата в пръта по следния начин:

$$Ix = I \cos \phi_{IG}, N \quad (6)$$

$$Iz = I \sin \phi_{IG}, N \quad (7)$$

Замествайки (1), (2), (3), (4), (6) и (7) в системата от уравнения (5), тя става с три неизвестни - I , Kx и Kz , като определянето им е елементарно от гледна точка на математиката.

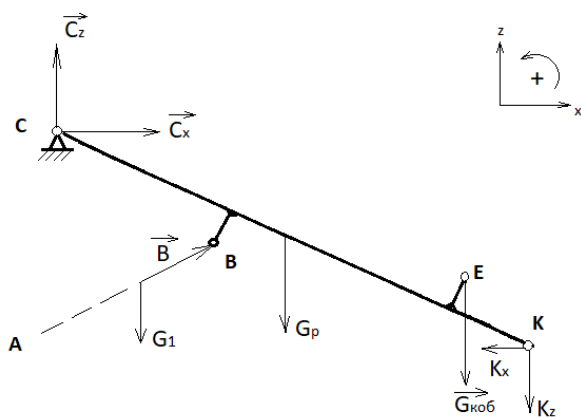
Следва да се разгледа тялото СВЕК (фиг. 5).

В шарнира В действа сила В, която представлява сила в буталния прът на цилиндър Ц₁. В точка К действат реакциите по двете оси на координатната система, като за ръката те са акции и са си сменили посоката.

В условията на равномерно движение, тялото СВЕК е в равновесие.

И тази система от уравнения е с три неизвестни след преобразуването на хоризонталните и вертикални съставни на силата в хидравличния цилиндър Ц₁.

Следователно може да се запише нова система от три уравнения:



Фиг. 5. Сили действащи на ръката на товарача

$$\begin{cases} \sum X_i = 0; -K_x + C_x + B_x = 0 \\ \sum Z_i = 0; -K_z - G_p - G_1 + C_z - G_{КОб} = 0 \\ \sum M_C = 0; -K_x(z_C - z_K) + B_x(z_C - z_B) - \\ + B_z(x_B - x_C) - G_p \left(\frac{x_K - x_C}{2} \right) - \\ - G_1 \left(\frac{x_B - x_A}{2} - x_C \right) - G_{КОб}(x_E - x_C) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$B_z = B \sin \phi_{AB}, N \quad (9)$$

$$B_x = B \cos \phi_{AB}, N \quad (10)$$

Замествайки (9) и (10) в системата от уравнения (8), тя става с три неизвестни - B , Cx и Cz , като определянето им става чрез известните ни от математиката методи.

С тази последователност на операции съвсем елементарно се определят реакциите в точки О₁ и А.

Изводи

Изчислените сили и реакции са направени при някои предварителни приближения, като например масовия център на хидравличния цилиндър и ръката, приети на средата на съответните отсечки.

Най-голяма сила, получена при изчисляването на силите, е силата в хидравличните цилиндри. Това се доказва и след направено измерване и запис на налягането на маслото в цилиндрите на товарача.

Сравнявайки тази сила с максималната допустима сила в същите хидравлични цилиндри се вижда, че в условията на работа, те не са натоварени екстремно и работят в сравнително лек режим.

Получените резултати кореспондират с установени закономерности при изследване на силово натоварени машинни елементи и потвърждават приложимостта на аналитичния подход при оценка на конструктивната устойчивост (Тонкова, 2017; Тонкова, 2018).

Други изследвания (Тасев Л. 2023 и Тасев Л. 2024) съчетани с настоящото могат да послужат за цялостно проектиране на хидравличната система на челния товарач.

Литература

- Гоберман, Л. А. (1988). Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин. Машиностроение, Москва, 1988.
- Тасев, Л. (2023). Методика за оразмеряване на кормилното управление на съчленени пневмо-колесни транспортни средства, Годишник на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 66, ISSN 2738-8808
- Тасев, Л. (2024). Методика за оразмеряване на хидравличната система за разтоварване на коша на нископлатформени самосвали, Годишник на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 67, ISSN 2738-8808
- Тонкова, Г. (2018). Изследване на якостно-деформационното състояние на динамично натоварен вал. Академично списание „Индустриални технологии“, Университет „Проф. д-р Асен Златаров“, ISSN: 1314-9911, том V (1), Бургас, 2018, стр. 70-77.
- Тонкова Г., Тонков, Г. (2017). Изследване на якостно-деформационното състояние на силово натоварен вал в софтуерната среда на Inventor. Академично списание „Индустриални технологии“, Университет „Проф. д-р Асен Златаров“, ISSN: 1314-9911, том IV (1) 2017, стр. 64-74.