

**РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО
НАВАНТАЖУВАЧА-МАНІПУЛЯТОРА**

**CALCULATION OF WORKING EQUIPMENT OF TELESCOPIC
LOADER-MANIPULATOR**

Олександр Дубянський

*Національний університет "Львівська політехніка",
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.*

The article describes the methodology of calculation of the equipment of telescopic loader-manipulator and strength's calculation of its arrow, as well as the example of calculation for model JCB 540-140.

Телескопічні навантажувачі-маніпулятори (рис. 1) можна використовувати майже у всіх сферах промислового та сільськогосподарського виробництва. У будівництві їх застосовують для розвантаження будівельних матеріалів і обладнання із автомобільного транспорту, переміщення вантажів на будівельному майданчику і подання їх в зону дії баштових кранів, подання та позиціонування, металоконструкцій під час складання несучих каркасів промислових будівель і споруд. Вони також знаходять застосування в земельних, підйомно-транспортних та оздоблювальних роботах у тунелях під мостами, шляхопроводами, лініями електропередач [1].



Рис. 1. Телескопічний навантажувач-маніпулятор.

Ці переваги дозволяють телескопічним навантажувачам з високою ефективністю виконувати практично будь-які роботи в будівельному секторі, включаючи транспорт. Більшість машин, оснащені передніми аутригерами та компенсаторним пристроєм, який утримує шасі в горизонтальному положенні, під час роботи на поперечних схилах до 10°. Телескопічні двох - або три секційні вантажні стріли мають коробчастий перетин, а її

оголовок оснащений швидкодіючим захватом робочих органів. Підйом, опускання та висування стріли здійснюються гідроциліндрами.

На сьогодні відомі телескопічні навантажувачі-маніпулятори таких фірм як JCB (Англія), CATERPILLAR (США), BARAGA PRODUCTS (США), SANDERSON (Англія), MANITOU (Франція), MERLO, MATBRO, F.lli DIECI (Італія) [4].

Завданням силового розрахунку є визначення сил, що діють на окремі ланки механізму або елементи конструкції. В інженерній практиці для вирішення цієї задачі використовують різні методи: метод кінетостатики (графічний метод), аналітичний метод.

Поряд з графічним методом силового розрахунку, можна використовувати і аналітичний метод, застосування якого виявляється більш зручним для простих механізмів або у випадках, коли не вимагається детального розрахунку всіх ланок і кінематичних пар. Аналітичний метод визначення сил, що діють на робоче обладнання, оснований на складанні рівнянь рівноваги відносно тих чи інших точок механізму.

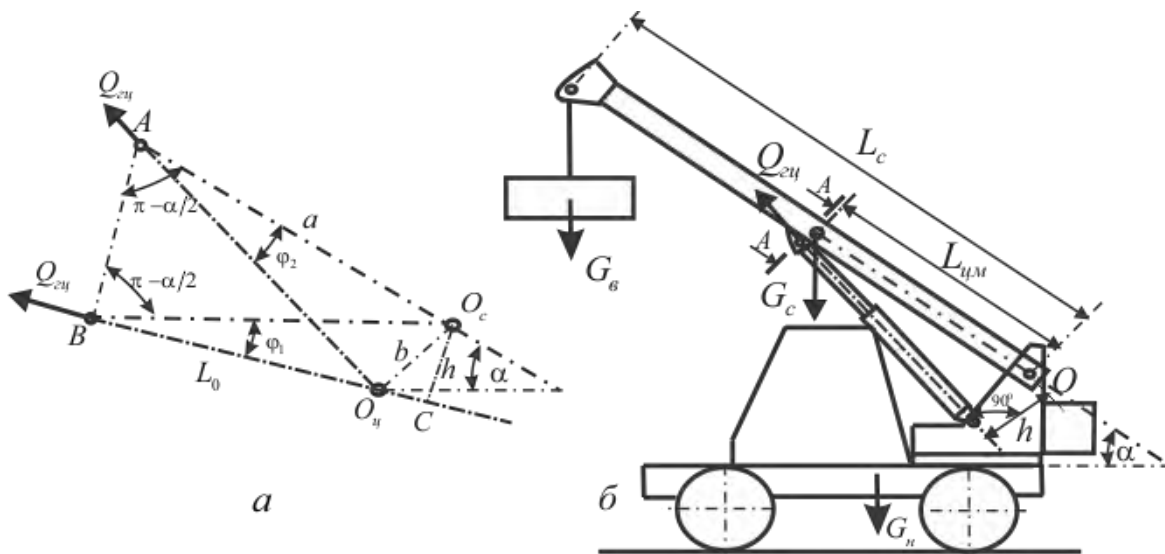


Рис. 2. Схеми для визначення відстаней між шарнірами кріплення основного робочого обладнання (а) та сил, що діють на ланки механізму робочого обладнання телескопічного навантажувача-маніпулятора (б): O_u, O_c – шарніри кріплення відповідно п'яти гідроциліндра та стріли; A, B – положення штока гідроциліндра відповідно у крайньому верхньому та нижньому положеннях стріли; a – відстань від шарніра п'яти стріли до шарніра кріплення штока; b – відстань між шарнірами кріплення п'яти гідроциліндра та стріли; L_0 – довжина стріли у складаному положенні.

Проводячи прив'язку гідроциліндра до стріли необхідно дотримуватися умови, щоб опір підйому робочого обладнання (стріли і вантажу) в його крайніх положеннях долалися рівними зусиллями на штоці гідроциліндра, для чого повинна забезпечуватися умова (рис. 2.1, а) [2]:

$$\frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \mu = \frac{M_n}{M_e}, \quad (1.1)$$

де – M_e, M_n – моменти сил тяжіння відносно опори стріли відповідно у верхньому та нижньому положеннях робочого обладнання.

Також із трикутника ABO_u маємо:

$$\frac{\sin[(\pi - \alpha)/2 + \varphi_1]}{\sin[(\pi - \alpha)/2 - \varphi_2]} = 1 + \lambda, \text{ де } \lambda = \frac{L_n}{L_0}. \quad (1.2)$$

де – L_n, L_0 – відповідно хід поршня та довжина гідроциліндра у складаному положенні.

Через мазі значення кутів $\varphi_{1,2}$ можна прийняти що $\sin \varphi_1 = \varphi_1; \sin \varphi_2 = \varphi_2; \cos \varphi_2 = \cos \varphi_1 = 1$, і тоді отримаємо:

$$\varphi_2 = \frac{\lambda}{(1 + \mu + \mu\lambda)\operatorname{tg} \alpha/2}; \varphi_1 = \mu\varphi_2 \quad (1.3)$$

Після визначення кутів φ_1, φ_2 , відстані a, b розраховуються як:

$$a = \frac{L_0}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{1 + (1 + \lambda)^2 2(1 + \lambda) \cos(\alpha - \varphi_1 + \varphi_2)}; b = \sqrt{a^2 + L_0^2 - 2aL_0 \cos \varphi_1} \quad (1.4)$$

Із трикутника O_cBC , в якому $O_cB = a$, також можемо визначити плече приклада максимального зусилля гідроциліндра h , коли $\alpha = 0^0$:

$$h = a \sin \varphi_1 \quad (1.5)$$

Для визначення необхідного зусилля $Q_{ци}$ на штоці гідроциліндра підйому-опускання стріли аналітичним методом, побудуємо графічне зображення цього механізму на будь-якому шасі (рис. 1.2, б). Вагу гідроциліндрів не приймаємо до уваги.

Згідно розрахункової схеми складемо рівняння рівноваги всіх сил відносно точки O $\Sigma M(O) = 0$ (рис. 1.2, б) [3]:

$$Q_{ци} \cdot h \cdot \eta_m = (G_\theta L_c + G_c L_{цм}) \cos \alpha,$$

звідки

$$Q_{ци} = \frac{(G_\theta L_c + G_c L_{цм}) \cos \alpha}{h \cdot \eta_m}, \text{ Н} \quad (1.6)$$

де $Q_{ци}$ - зусилля, яке повинен розвивати гідроциліндр, Н; G_B - вага вантажу, Н; L_c - довжина стріли; G_c - власна вага стріли, Н; $L_{цм}$ - відстань від шарніра кріплення стріли до центру її маси; h - плече дії зусилля $Q_{ци}$ відносно площини діючої сили; α - кут нахилу стріли; η_m - механічний к.к.д, що враховує втрати на тертя в шарнірах.

Із отриманої формули видно, що зусилля на штоці гідроциліндра підйому-опускання стріли залежить від параметрів самої стріли (довжини, ваги), її кута нахилу, ваги вантажу та плечей прикладання зусиль гідроциліндра та вантажу.

Знаючи необхідне робоче зусилля гідроциліндра підйому-опускання стріли можна визначити його робочий діаметр за формулою:

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{Q_{ци \max}}{\pi \cdot p \cdot \eta_{ци}}}, \quad (1.7)$$

де p - робочий тиск у гідроциліндрі; $\eta_{ци}$ - механічний к.к.д гідроциліндра, який враховує втрати на тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндра.

Правильність вибору параметрів гідроциліндра та стріли перевіряється умовою, за якою в одному із крайніх положень стріли (верхньому) момент сил опору підйому не перевищує момент активних сил на штоці, тобто:

$$p_{\max} \frac{\pi D_p^2}{4} \cdot a \cdot \sin \varphi_2 \geq M_\theta = M_{зг \min}, \quad (1.8)$$

де $M_{зг \min}$ - мінімальне значення згінного моменту, коли $\alpha^0 = \max$; p_{\max} - максимальний робочий тиск у гідроциліндрі, $p_{\max} = 1,2 p$.

Аналогічна умова для другого крайнього положення гідроциліндра (нижнього) виконується автоматично, оскільки це закладено у систему рівнянь (1.1), (1.2).

Для перевірки міцності поперечного перерізу стріли необхідно визначити максимальне значення напруження згину для вибраного матеріалу стріли в найнебезпечнішому перерізі. Таким перерізом є місце кріплення штока гідроциліндра до стріли $A - A$ (рис. 1.2, б). В цьому коробчастому перерізі напруження згину визначаємо як:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг \max}}{W}, \quad (1.9)$$

де $M_{зг \max}$ - максимальне значення згінного моменту; W - момент опору згінним навантаженням в найнебезпечнішому перерізі стріли, який для прямокутного перерізу буде:

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}, \text{ мм}^3 \quad (1.10)$$

де B, H – відповідно зовнішня ширина та висота перетину стріли, мм; b, h - відповідно внутрішня ширина та висота перетину стріли, мм.

Максимальне значення згінного моменту при $\alpha = 0^0$, складає:

$$M_{z_{\max}} = G_b L_c + G_c L_{cm}, \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (1.11)$$

Поставимо собі за мету розрахувати основні параметри гідроциліндра та телескопічної висувної стріли навантажувача-маніпулятора JCB 540-140 (Англія) [4, 5, 6], загальний вигляд якого приведений на рис. 1.1, а вхідні параметри робочого обладнання в табл. 1.

Таблиця 1

Вхідні параметри

№	Параметр	Значення
1.	Модель навантажувача	JCB 540-140
2.	Вантажопідйомність на максимальному вильоті G_b , Н	10000
3.	Вантажопідйомність на максимальній висоті підйому G_b , Н	20000
4.	Максимальний горизонтальний виліт стріли L_c , мм	9250
5.	Довжина стріли при α_{\max} , мм	10000
6.	Максимальний кут нахилу стріли до горизонталі α_{\max} , град	72
7.	Власна вага стріли G_c , Н.	6500
8.	Довжина гідроциліндра у складаному положенні L_0 , мм	1500
9.	Хід поршня L_n , мм	787,5
10.	Відстань від шарніра кріплення стріли до центру її маси L_{cm} , мм.	4625
11.	Робочий тиск p , МПа.	10,0
12.	Механічний ККД, η_m	0,95
13.	К.К.Д гідроциліндра, $\eta_{гц}$	0,9
14.	Висота перетину стріли H , мм	300
15.	Ширина перетину стріли B , мм	250
16.	Товщина стінки перетину стріли, мм	10

Максимальне значення згінного моменту, яке діє на стрілу, коли $\alpha = 0^0$ згідно (1.11), а також його мінімальне значення, коли $\alpha = 72^0$, складають:

$$M_{z_{\max}} = G_b L_c + G_c L_{cm} = 12500 \cdot 9250 + 6500 \cdot 4625 = 122562500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_{z_{\min}} = (G_b L_c + G_c L_{cm}) \cos \alpha = (20000 \cdot 10000 + 6500 \cdot 5000) \cos 72^0 = 71846451 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Визначаємо значення λ, μ , а також кути φ_1, φ_2 , згідно (1.1)-(1.3):

$$\lambda = \frac{L_n}{L_0} = \frac{787,5}{1500} = 0,525; \mu = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{122562500}{711846451} = 1,7;$$

$$\varphi_2 = \frac{\lambda}{(1 + \mu + \mu\lambda) \text{tg } \alpha / 2} = \frac{0,525}{(1 + 1,7 + 1,7 \cdot 0,525) \text{tg } 45} = 0,106; \varphi_2 = 10,6^0;$$

$$\varphi_1 = \mu \varphi_2 = 1,7 \cdot 0,106 = 0,18; \varphi_1 = 18^0$$

Тоді можемо розрахувати відстані між шарнірами кріплення п'ят гідроциліндра і стріли – b , та між шарніром кріплення штока гідроциліндра та п'ятою стріли у максимальному висувному положенні - a , за (1.4):

$$a = \frac{L_0}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{1 + (1 + \lambda)^2 - 2(1 + \lambda) \cos(\alpha - \varphi_1 + \varphi_2)} = \frac{1,5}{2 \sin 36} \times$$

$$\times \sqrt{1 + (1 + 0,525)^2 - 2(1 + 0,525) \cos(72 - 18 + 10,6)} = 2,17 \text{ м}$$

$$b = \sqrt{a^2 + L_0^2 - 2aL_0 \cos \varphi_1} = \sqrt{2,17^2 + 1,5^2 - 2 \cdot 2,17 \cdot 1,5 \cdot 0,951} = 0,871 \text{ м}$$

Розрахувавши плече прикладання зусилля гідроциліндра h згідно (1.5), визначаємо максимальне зусилля на штоці для кута нахилу $\alpha = 0^0$ згідно (1.6):

$$Q_{\text{ци max}} = \frac{(G_b L_c + G_c L_{\text{цм}}) \cos \alpha}{a \sin \varphi_1 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{(12500 \cdot 9250 + 6500 \cdot 4625) \cos 0^0}{2170 \cdot 0,309 \cdot 0,95} = 192394 \text{ Н}$$

Тоді можемо визначити робочий діаметр гідроциліндра підйому-опускання стріли за формулою (1.7):

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{Q_{\text{ци max}}}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{ци}}}} = 2 \sqrt{\frac{192394}{3,14 \cdot 10,0 \cdot 0,9}} = 165 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову правильного вибору параметрів гідроциліндра за (1.8):

$$12,0 \frac{3,14 \cdot 165^2}{4} \cdot 2170 \cdot \sin 10,6^0 = 102372075 \text{ Нмм} > 71846451 \text{ Нмм}$$

Умова виконується, значить основні параметри гідроциліндра та стріли визначені правильно.

Для перевірки міцності стріли визначаємо момент опору згінним навантаженням для її коробчастого перетину за формулою (1.10):

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{250 \cdot 300^3 - 230 \cdot 280^3}{6 \cdot 300} = 945022 \text{ мм}^3$$

Тоді розраховуємо напруження згину в найнебезпечнішому перерізі стріли $A-A$ для вибраного матеріалу стріли за формулою (1.9):

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг max}}}{W} = \frac{122562500}{945022} = 129,6 \text{ МПа}$$

Якщо вибраний матеріал стріли - Ст 5 [7], то для неї допустиме напруження згину 140 МПа, тобто міцність стріли забезпечується.

Таким чином, результати розрахунків робочого обладнання телескопічного навантажувача-маніпулятора моделі JCB 540-140 за приведеною методикою, дозволяють стверджувати, що ця методика може бути застосована для будь-якої моделі навантажувача цього типу, а також суттєво зменшує витрати часу у разі проектування нових моделей.

Список літератури

1. Шестопалов К.К.. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. - М.: Издательский центр Академия, 2005 – 320 с.
2. Крикун В.Я., Манасян В.Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата.– М.: Ассоциация строительных вузов, 2001- 104 с.
3. О.В. Дубяньський. Дослідження впливу конструктивних параметрів консольного крану на основні параметри гідросистеми додаткового обладнання автомобіля-самонавантажувача. Systemy i srodki transportu samochodowego. Monografia nr 8. Seria: Transport. Rzeszow; 2017.- с. 33-40. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej.
4. <https://os1.ru/article/6791-teleskopicheskie-pogruzchiki-manipulyatory-oblast-primeneniya-tehnicheskie-osobennosti>
5. <https://www.jcb.com>
6. http://sklaskoe.net/rus/tel_pogruzchik.htm
7. <http://sprav-constr.ru/html/tom1/pages/chapter1/ckm17.html>