



**ДУБЯНСЬКИЙ О.В.** канд.техн.наук, доц.,  
Національний університет "Львівська політехніка"

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСОЛЬНОГО КРАНУ ТА ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ГІДРОСИСТЕМИ

У відомих працях науковців у галузі автомобілебудування та підйомно-транспортного машинобудування [1, 2, 3] як правило представлені загальні теоретичні положення щодо визначення основних параметрів обладнання спеціалізованих автотранспортних засобів і зокрема автомобілів-самонавантажувачів із консольним краном, без теоретичного аналізу факторів, які впливають на ці параметри. Тому представляється доцільним як із наукової так і методичної точок зору провести розрахунок основних конструктивних параметрів консольного крану для конкретної моделі та параметрів гідросистеми додаткового обладнання, що на ньому встановлено, для всіх можливих умов роботи, та вибрати оптимальні значення цих показників.

### 1. Теоретичні положення.

#### 1.1. Розрахунок основних параметрів обладнання автомобіля-самонавантажувача з консольним гідравлічним краном.

Основні складальні одиниці такого крана - власне, базове шасі (шасі вантажного автомобіля), на яке встановлюється наступні механізми та агрегати:

- консольний гідравлічний кран, що включає раму, колону, стрілу консольного типу з механізмом

повороту і гідроциліндри підйому, складання, висування стріли та переміщення вантажу;

- гідросистема, яка складається із коробки відбору потужності, шестерневого оливного насосу, трубопроводів, гідророзподільників, гідроциліндрів виносних опор, гідрозамків, клапанів запобіжних, дроселюючих, тощо.

Розрахункова схема консольного крана автомобіля-самонавантажувача наведена на рис. 1.1.

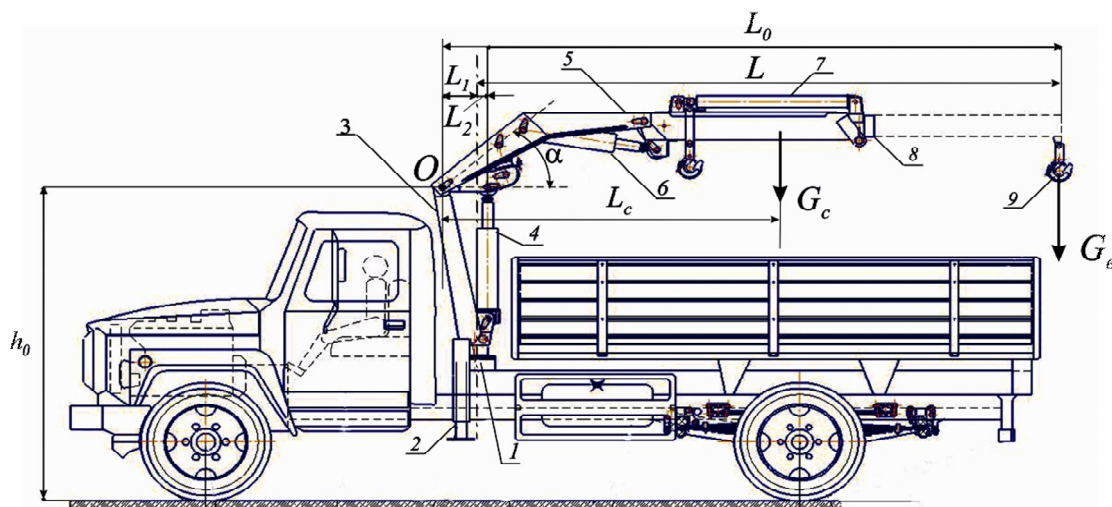


Рис. 1.1. Схема до розрахунку параметрів консольного крана автомобіля-самонавантажувача:  
1 – механізм повороту; 2 – гідроциліндр зовнішніх висування; 3 – колона; 4 –

гідроциліндр підйому стріли; 5 – стріла; 6 - гідроциліндр складання стріли; 7 – гідроциліндр висування телескопічної секції стріли;

8 – телескопічна секція стріли; 9 – вантажний гак.

Визначимо основні параметри дволанкового консольного крана із одною висувною телескопічною секцією стріли. Максимальна висота підйому вантажу у разі застосування телескопічної секції стріли визначається за формулою:

$$H = h_o + L_o \sin \alpha_{max}, \text{ мм} \quad (1.1)$$

де  $h_o$  - сумарна висота колони, рами крана та шасі базового автомобіля;  $L_o$  - максимальна довжина стріли у разі застосування телескопічної секції - відстань від шарніра кріплення стріли до колони (точка О) до центра мас вантажу, мм;  $\alpha_{max}$  - максимальний кут нахилу стріли до горизонталі (рис. 1.1).

Виліт стріли у разі її максимального кута нахилу (відстань по горизонталі від осі обертання крана до вантажопідйомного гака) можна визначити як:

$$L = L_o \cos \alpha_{max} - L_1, \text{ мм} \quad (1.2)$$

де  $L_1$  - відстань від осі обертання крана до шарніра кріплення стріли до колони (точка О), мм.

Привод та взаємне переміщення ланок консольного крана здійснюються за допомогою гідроциліндрів. **Максимальне зусилля, яке повинен розвивати гідроциліндр підйому** у разі вертикального підйому стріли з номінальним вантажем визначається як:

$$F_{z_{max}} = \frac{G_e \cdot L_{min} + G_c \cdot L_c}{L_{z_{c}} \cdot \sin \beta}, \text{ Н} \quad (1.3)$$

де  $G_e$  - максимальна вантажопідйомність крана, Н;  $L_{min}$  - мінімальна довжина стріли, мм;  $G_c$  - власна вага стріли, Н;  $L_c$  - відстань від шарніра кріплення стріли до колони (точка О) до центра мас стріли;  $L_{z_{c}}$  - плече прикладання зусилля гідроциліндра (відстань від шарніра кріплення

стріли до колони до осі гідроциліндра), мм;  $\beta$  - кут нахилу гідроциліндра до вертикалі.

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

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_{z_{max}}}{\pi \cdot p \cdot \eta_{z_{c}}}} \quad (1.4)$$

де  $F_{z_{max}}$  - максимальне зусилля на штоці, р - робочий тиск у гідроциліндрі, МПа,  $\eta_{z_{c}}$  - механічний к.к.д гідроциліндра, який враховує втрати на тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндра,  $\eta_{z_{c}} = 0,8 \dots 0,9$ .

**Зусилля гідроциліндра, необхідне для переміщення висувної секції стріли** з вантажем на гаку визначається за формулою (рис. 1.2):

$$F_f = G_e \sin \alpha + W \quad (1.5)$$

де  $W$  - сила опору переміщенню.

В свою чергу сила опору переміщенню визначається як:

$$W = (R_3 + R_4) f', \quad (1.6)$$

де  $R_3, R_4$  - реакції на катках;  $f'$  - приведений коефіцієнт тертя

$$f' = \frac{2f + \mu d}{D}, \quad (1.7)$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя кочення катків по зовнішній секції стріли;  $\mu$  - коефіцієнт тертя в осях катків у разі тертя металофторопласта по сталі;  $D$  - діаметр катка;  $d$  - діаметр осі катка.

Для визначення реакцій на катки 6 і 7 складемо рівняння моментів щодо точок А і В (рис. 1.2):

$$\sum M_B = R_4 a - G_e (a + b) \cos \alpha = 0; \quad (1.8)$$

$$\sum M_A = -R_3 a + G_e b \cos \alpha = 0,$$

де  $a$  - відстань між катками;  $b$  - відстань між переднім катком і оголовком стріли у разі її максимальної довжини.

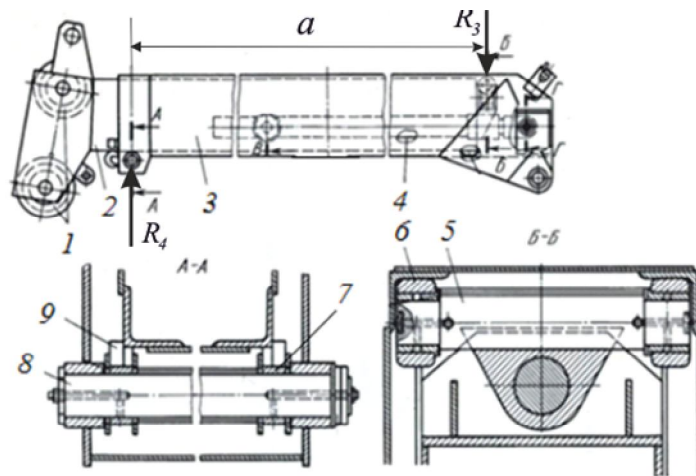


Рис. 1.2. Схема для розрахунку зусилля гідроциліндра переміщення висувної секції телескопічної стріли:

- 1 – блок; 2 – висувна секція; 3 – стріла; 4 – гідроциліндр телескопування; 5 – вісь заднього катка; 6 – задній каток; 7 – передній каток; 8 – вісь переднього катка; 9 – каретка

Звідки

$$R_3 = \frac{G_6 b}{a} \cos \alpha; \quad R_4 = \frac{G_6 (a+b)}{a} \cos \alpha. \quad (1.9)$$

Підставивши значення реакцій у рівняння (1.6) і, перетворивши їх, в результаті отримаємо:

$$W = \left[ G_6 \left( 1 + 2 \frac{b}{a} \right) \cos \alpha \right] f' \quad (1.10)$$

Після підстановки рівняння (1.6) у рівняння (1.5) і необхідних перетворень отримає остаточний вираз для визначення зусилля гідроциліндра висування телескопічної секції стріли:

$$\bar{F}_1 = \left[ \sin \alpha + \left( 1 + 2 \frac{b}{a} \right) f' \cos \alpha \right] G_6 \quad (1.11)$$

Робочий діаметр гідроциліндра висування телескопічної секції стріли також можна визначити за формулою (1.4).

Визначимо кут  $\alpha$ , при якому зусилля  $F_1$  буде максимальним. Для цього диференціюємо рівняння (1.11) по  $\alpha$  і, прирівнявши нулю, після відповідних перетворень (розділивши всі члени на  $\cos \alpha$ ), отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\left( 1 + 2 \frac{b}{a} \right) f'}. \quad (1.12)$$

Звідкиут, що відповідає максимальному значенню зусилля  $F_1$

дорівнює:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \alpha = \frac{1}{\left( 1 + 2 \frac{b}{a} \right) f'}. \quad (1.13)$$

У випадку висування штока необхідна робоча площа поршневої порожнини *гідроциліндрпідйому стріли* визначається за формулою:

$$A = \frac{F_{\max \text{цп}}}{[p' - p''(1 - K)] \eta_{\text{цп}}}, \text{ мм}^2 \quad (1.14)$$

де  $p''$ ,  $p'$  - тиски робочої рідини відповідно у поршневій нагнітальній та штоковій (зливній) порожнині гідроциліндра;  $K$

=  $F_{ш}/F_{ци}$  - співвідношення між площами штока  $F_{ш}$  і поршня  $F_{ци}$  гідроциліндра (рекомендується приймати  $K$  в межах 0,16...0,25).

В якості механізму повороту стріли консольного крана в горизонтальній площині найчастіше застосовуються гвинтові або рейкові механізми. Рейковий механізм повороту складається з пари "шестерня - рейка", при цьому шестерня зв'язана із колоною крана, а рейка – із поршнем гідроциліндра. Рух поршня призводить до переміщення рейки

, яка в свою чергу обертає шестерню разом із колоною. Необхідне робоче зусилля, що розвиває такий *гідроциліндр* складає:

$$F_p = \frac{2T_{кр}}{D_{нк}}, \text{ Н} \tag{1.15}$$

де  $T_{кр}$  - крутий момент, необхідний для повороту колони, Н·мм;  $D_{нк}$  - діаметр початкового кола шестерні, мм.

Робочий діаметр гідроциліндра механізму повороту також можна визначити за формулою (1.4).

Зовнішні опорні пристрої консольного крана, як правило представляють собою гідроциліндри, на штоках яких закріплені опорні тарілки. За заданою реакцією на опорі  $R_0$ , обумовленої під час розрахунку рами консольного крана, і заданому робочому тиску рідини в гідросистемі, **діаметр гідроциліндра висувної опори** визначається за формулою:

$$D = 2K \sqrt{\frac{R_0}{\pi \cdot p}} \tag{1.16}$$

де  $K$  - коефіцієнт, що враховує тертя,  $K = 1,1...1,2$ .

За відомими діаметрами

гідроциліндрів решта його основних параметрів визначають за раніше наведеною методикою [3, 6].

Необхідна подача робочої рідини для здійснення повороту стріли визначається як:

$$Q = \frac{\omega_2 \cdot D_{нк} \cdot A_{ци}}{2}, \text{ мм}^3/\text{с} \tag{1.17}$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість повороту стріли в горизонтальній площині,  $\text{с}^{-1}$ ,  $A_{ци}$  - робоча площа гідроциліндра приводу механізму повороту,  $\text{мм}^2$ .

### 1.2. Розрахунок основних параметрів гідросистеми автомобіля-самонавантажувача з консольним гідравлічним краном.

Типова принципова схема гідроприводу автомобіля-самонавантажувача з консольним краном наведена на рис. 1.3.

Під час керування золотниками 10-11 гідророзподільвача робоча рідина із гідробака 2 надходить у відповідні порожнини гідроциліндрів 17, завдяки чому піднімаються або опускаються зовнішні виносні опори крана. Для їх утримання в робочому положенні передбачені гідрозамки 14 в днищах гідроциліндрів. Під час керування золотником 12 робоча рідина надходить у відповідні порожнини гідроциліндрів 19 механізму повороту і колона крана разом із стрілою повертається. Завдяки регулюючим дроселям 18 на двох гідроциліндрах, зменшується швидкість повороту в кінці ходу поршня, а також динамічні навантаження.

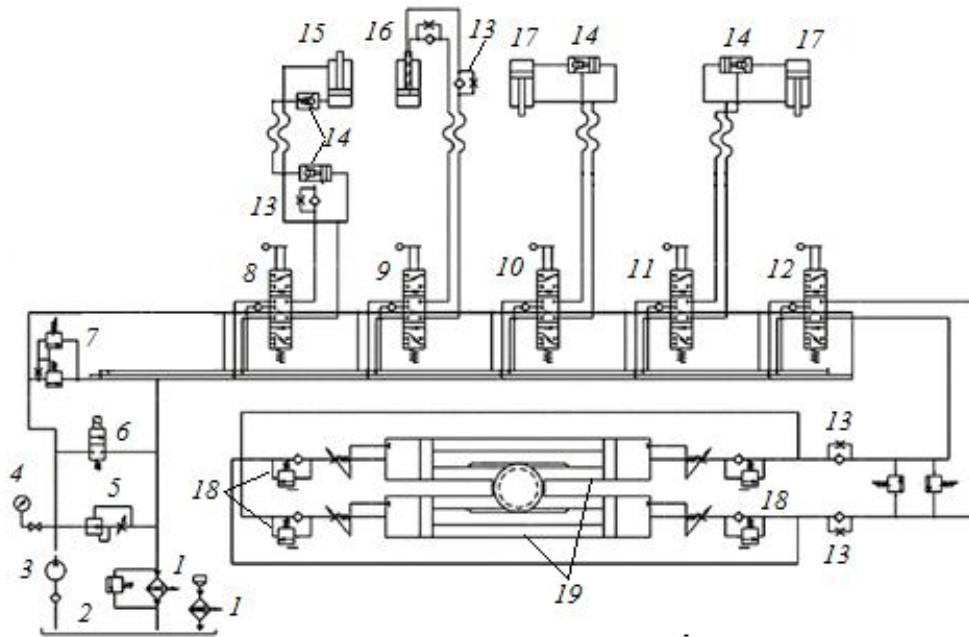


Рис. 1.3. Принципова схема гідроприводу консольного крана:

- 1 – зливний та заливний фільтри; 2 – гідробак; 3 – шестерневий оливний насос;
- 4 – манометр; 5, 7 – запобіжні клапани; 6 – електрогідроклапан; 8, 9, 10, 11, 12 – золотники гідророзподільників; 13 – дроселі з оберненими клапанами; 14 – гідрозамок; 15 – гідроциліндр телескопування стріли; 16 – гідроциліндр підйому; 17 – гідроциліндри зовнішніх опор; 18 – регулюючий дросель; 19 – гідроциліндри повороту стріли

Піднімання стріли відбувається, коли робоча рідина, що скеровується золотником 9 надходить у поршневу порожнину гідроциліндра 16. Опускання стріли здійснюється через її власну вагу. Телескопування секції стріли проходить у разі надходження рідини у поршневу порожнину гідроциліндра 15, що керується золотником 8. Гідроциліндри 15 і 16 мають дроселюючий клапан 13 для зменшення швидкості опускання вантажу і швидкості висування секції стріли. Крім того гідроциліндр 15 обладнаний двома гідрозамками 14. Для захисту гідросистеми від перевантажень встановлений запобіжний клапан 7. Гідросистема також обладнується заливним та зливним фільтрами 1 та манометром 4.

Розрахунок основних елементів гідросистеми полягає у:

- розрахунку та вибору основних параметрів гідроциліндрів;
- визначенні продуктивності

гідронасоса, об'єму оливного бака і діаметрів трубопроводів;

- розрахунку основних параметрів коробки відбору потужності.

Розрахунок основних параметрів гідроциліндрів консольного крану проведений в п. 1.1.

Під час розрахунку шестерневого оливного насоса виходять з необхідної швидкості підйому-опускання стріли [4]:

$$v_n = S_{2\omega} / t_n, \quad (1.18)$$

де  $S_{2\omega}$  - робочий хід гідроциліндра;  $t_n$  - час підйому стріли (задається конструктором), як правило  $t_n = 10 \dots 15$  с.

Тоді кутова швидкість стріли у разі вертикального підйому вантажу складає:

$$\omega_e = \frac{10^3 \cdot v_n}{L_0 \cdot \cos \alpha_{max}}, \text{ c}^{-1} \quad (1.19)$$

Об'ємна подача оливи насосом до силових гідроциліндрів визначається за формулою:

$$Q_n = K \frac{A_{зц} \cdot v_{зц}}{\eta_n} = K \frac{A_{зц} \cdot S_{зц}}{t_n \cdot \eta_n} = K \frac{V_{зц}}{t_n \cdot \eta_n} = K \frac{A_{зц} \cdot S_{max}}{t_n \cdot \eta_n}, \frac{мм^3}{с}, \quad (1.20)$$

де  $V_{зц}$  - максимальний об'єм силового гідроциліндра,  $V_{зц} = A_{зц} S_{max}$ ;  $A_{зц}$  - площа поршневої порожнини;  $S_{max}$  - максимальний робочий хід;  $\eta_n$  - об'ємний к.к.д. оливоного насоса, для шестерневих насосів приймають  $\eta_n = 0,92...0,94$ ;  $K$  - коефіцієнт запасу подачі, який враховує нерівномірність обертання його валу, втрати рідини внаслідок зношування насоса  $K = 1,05...1,1$ .

Потужність для приводу оливоного насоса визначається за формулою:

$$N = \frac{Q_n \cdot p}{\eta_m}, \text{ кВт} \quad (1.21)$$

де  $p$  - номінальний тиск в системі;  $\eta_m$  - механічний к.к.д. коробки відбору потужності і оливоного насоса,  $\eta_m = 0,9$ .

Оскільки об'єм гідробака повинен перевищувати об'єм гідросистеми більш ніж в півтори рази, то необхідна місткість резервуару для оливи визначається за формулою:

$$V_p = 1,5 \left( \sum_{i=1}^m V_{зц} + V_m \right) = 1,5 \left( \sum_{i=1}^m F_{зцi} \cdot S_{зцi} + \frac{\pi d_m^2}{4} l_m \right), \quad (1.22)$$

де  $m$  - кількість гідроциліндрів;  $V_m$  - об'єм трубопроводів, який можна визначити орієнтовно за формулою:

$$V_m = \frac{\pi d_m^2}{4} l_m \quad (1.23)$$

тут  $l_m$  - довжина трубопроводів (шлангів);  $d_m$  - внутрішній діаметр трубопроводів.

Внутрішній діаметр трубопроводів визначається за умови, щоб рух оливи був ламінарним. Ламінарний рух оливи забезпечується за умовою, що число Рейнольдса не перевищує 2300, тобто  $Re < 2300$ . Тоді для круглих металевих трубопроводів:

$$Re = \frac{d_m \cdot v_p}{\nu}, \text{ звідки } d_m = \frac{Re \cdot \nu}{v_p}, \quad (1.24)$$

де  $v_p$  - середня швидкість руху рідини, м/с;  $\nu$  - кінематична в'язкість рідини (оливи),  $\nu = 0,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  - для шестерневих насосів;  $\nu = (10...12) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  - для пластинчастих насосів;  $\nu = (6...8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  - для аксіально-поршневих насосів.

Трубопроводи складаються з труб високого тиску (до 100 МПа) для нагнітання та низького тиску для всмоктування робочої рідини.

Діаметри нагнітального та всмоктувального трубопроводів також можна визначити за максимально допустимою швидкістю руху рідини за формулою:

$$d_m = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi [v_p]}} \quad (1.25)$$

де  $[v_p]$  - рекомендована швидкість руху оливи, наприклад, для нагнітальних трубопроводів  $v_n = 8...15 \text{ м/с}$ , а для всмоктувальних  $v_g = 1,5...2 \text{ м/с}$ .

Товщина стінки нагнітального трубопроводу визначається за формулою:

$$t_n = \frac{p_{max} \cdot d_m}{2[\sigma_p]}, \quad (1.26)$$

де  $p_{max}$  - максимальний тиск оливи,  $p_{max} = 1,2p$ ;  $[\sigma_p]$  - допустиме напруження на розтяг (розрив) трубопроводу  $[\sigma_p] = (0,3...0,5)\sigma_T$ ; для сталі  $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$ ; алюмінієвих сплавів  $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$ ; міді  $\sigma_T = 210 \text{ МПа}$ .

Таким чином для сталі 20 -  $[\sigma_p] = 120 \text{ МПа}$ ; алюмінієвих сплавів -  $[\sigma_p] = 60...70 \text{ МПа}$ ; міді -  $[\sigma_p] = 60...70 \text{ МПа}$ .

Продуктивність шестерневого насосу розраховується за формулою:

$$Q'_H = z \cdot m \cdot D_o \cdot b \cdot n \cdot \eta_{об}, \text{ якщо } D_o = m \cdot z, \text{ то } Q'_H = z^2 \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot \eta_{об} \text{ (мм}^3/\text{хв)};$$

$$\text{звідки } n = \frac{Q'_H}{z^2 \cdot m^2 \cdot b \cdot \eta_{об}}, \quad (1.27)$$

де  $z$  - кількість зубців шестерні насоса,  $D_o$  - діаметр дільного кола шестерні насоса;  $m$  - модуль шестерні;  $b$  - ширина шестерні;  $n$  - частота обертання шестерні;  $\eta_{об}$  - об'ємний ккд насоса,  $\eta_{об} = 0,9$ .

Після визначення продуктивності підбирають відповідний насос за ГОСТ 8753-71 з тих, що випускаються [7].

Оскільки об'ємна подача повинна бути більша або рівною продуктивності шестерневого насоса  $Q_H \geq Q'_H$ , то необхідна частота обертання валу насоса складатиме:

$$n = \frac{Q_H}{z^2 \cdot m^2 \cdot b \cdot \eta_{об}}, \text{ хв}^{-1} \quad (1.28)$$

Знаючи модель базового шасі, тип коробки відбору потужності (КВП), передатне число від коробки передач до насоса через коробку відбору потужності та середню частоту обертання колінчастого вала двигуна, визначають частоту обертання веденого вала КВП за формулою:

$$n_p = n_{ДВЗ} \cdot u_{заг}, \text{ хв}^{-1} \quad (1.29)$$

де  $n_{ДВЗ}$  - середня частота обертання колінчастого вала двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $u_{заг}$  - загальне передатне число від двигуна до ведучого вала насоса.

Як правило, ведучий вал насоса з'єднується напрямки з веденим валом коробки відбору потужності, тобто:

$$u_{заг} = u_{н.з} \cdot u_I \cdot u_{КВП} \quad (1.30)$$

де  $u_{н.з}$  - передатне число пари постійного зачеплення коробки передач;  $u_I$  - передатне число від вала коробки передач до ведучого вала КВП;  $u_{КВП}$  - передатне число коробки відбору потужності.

## 2. Результати розрахунків

### 2.1. Розрахунок основних параметрів консольного крану.

Поставимо собі за мету розрахувати основні параметри дволанкового консольного крана із телескопічною висувною секцією стріли, аналогом якого може слугувати кран-маніпулятор фірми TADANO (Японія)[8], що встановлений, наприклад, на шасі автомобіля ГАЗ-3309, загальний вигляд якого приведений на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Загальний вигляд автомобіля-самонавантажувача із консольним краном TADANO на шасі ГАЗ-3309.

Вхідні дані для розрахунків наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

№ з/п	Параметр	Значення
1.	Базовий автомобіль	ГАЗ-3309
2.	Вантажопідйомність крана на максимальному вильоті $G_6, Н$	13000
3.	Вантажопідйомність крана на мінімальному вильоті $G_6, Н$	30000
4.	Довжина стріли у складаному стані $L_{min}, мм$	2600
5.	Максимальна довжина стріли $L_0, мм$	5300
6.	Сумарна висота колони, рами крана та шасі базового автомобіля $h_0, мм$	2700
7.	Максимальний кут нахилу стріли до горизонталі $\alpha_{max}, град$	75
8.	Відстань від осі обертання крана до осі шарніра повороту стріли $L_1, мм.$	280
9.	Відстань від осі обертання крана до осі шарніра кріплення штока гідроциліндра підйому стріли $L_2, мм.$	110
10.	Власна вага стріли $G_c, Н.$	6500
11.	Відстань від осі повороту до центру маси складаної стріли $L_c, мм.$	1300
12.	Відстань від осі повороту до центру маси стріли максимальної довжини $L_c, мм.$	2600
13.	Робочий тиск рідини у поршневій нагнітальній порожнині гідроциліндра $p, МПа$	15

Продовження табл. 2.1.

14.	Робочий тиск рідини у штоковій (зливній) порожнині гідроциліндра $p, МПа$	1,2
15.	ККД гідроциліндра, $\eta_{гц}$	0,9
16.	Коефіцієнт тертя кочення катків по зовнішній секції стріли під час тертя сталі по сталі $f$	0,04
17.	Коефіцієнт тертя в осях катків під час тертя металофторопласта по сталі $\mu$	0,06
18.	Діаметр катка $D, мм$	86
19.	Діаметр осі катка $d, мм$	78
20.	Відстань між катками $a, мм$	2000
21.	Відстань між переднім катком і оголовком стріли $b, мм.$	2750
22.	Крутий момент, необхідний для повороту колони, $T_{кр} Н\cdot мм$	15000
23.	Діаметр початкового кола шестерні механізму повороту $D_{нк}, мм.$	300
24.	Кутова швидкість повороту стріли в горизонтальній площині $\omega_2, с^{-1}$	0,08
25.	Реакція на зовнішній опорі $R_0, кН$	78,5
26.	Коефіцієнт, що враховує тертя в зовнішній опорі, $K$	1,2

1. Визначимо максимальну висоту підйому вантажу за формулою (1.1):

$$H = h_0 + L_0 \sin \alpha_{max} = 2700 + 5300 \sin 75^{\circ} = 7819 \text{ мм}$$

2. Визначаємо виліт стріли (відстань від осі обертання крана до вантажопідйомного гака) у разі максимального кута нахилу стріли за формулою (1.2):

$$L = L_0 \cos \alpha_{max} - L_1 = 5300 \cos 75^{\circ} - 300 = 1693 \text{ мм}$$

3. Для розрахунку зусилля гідроциліндра підйому необхідно знати плече прикладання цього зусилля  $L_{зц}$ , а також кут нахилу гідроциліндра до вертикалі. Згідно конструктивної схеми (рис. 1.1) отримаємо:  $L_{зц} = L_1 + L_2 = 280 + 110 = 390 \text{ мм}$ , а кут  $\beta = 0^{\circ}$ . Тоді визначаємо максимальне зусилля, яке повинен розвивати **гідроциліндр підйому** у разі вертикального підйому стріли з вантажем за формулою (1.3):



$$F_{z_{цi}max} = \frac{G_g \cdot L_{min} + G_c \cdot L_c}{L_{z_{цi}}} = \frac{30000 \cdot 2600 + 6500 \cdot 1300}{390} = 221667H$$

Аналогічно визначаємо зусилля, яке повинен розвивати **гідроциліндр підйому** у разі вертикального підйому стріли максимальної довжини:

$$F_{z_{цi}} = \frac{G_g \cdot L_0 + G_c \cdot L_c}{L_{z_{цi}}} = \frac{13000 \cdot 5300 + 6500 \cdot 2600}{390} = 220000H$$

4. Тоді визначаємо робочий діаметр гідроциліндра підйому для більшого значення зусилля за формулою (1.4):

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_{z_{цi}max}}{\pi \cdot p \cdot \eta_{z_{цi}}}} = 2 \sqrt{\frac{221667}{3,14 \cdot 15 \cdot 0,9}} = 144,6 \text{ мм}$$

Попередньо приймаємо діаметр гідроциліндра підйому 150 мм. Тоді площа його поршневої порожнини складає  $A = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 160^2}{4} = 17662,5 \text{ мм}^2$ .

5. Визначаємо необхідну робочу площу поршневої порожнини **гідроциліндра підйому стріли** у випадку висування штока за формулою (1.14):

$$A = \frac{F_{z_{цi}max}}{[p' - p''(1 - K)]\eta_{z_{цi}}} = \frac{221667}{[15 - 1,2(1 - 0,2)]0,9} = 17542,5 \text{ мм}^2$$

Оскільки отримані значення площі за двома формулами не суттєво відрізняються між собою, то остаточно приймаємо діаметр гідроциліндра підйому стріли 150 мм.

6. Визначаємо приведений коефіцієнт тертя телескопічної ланки за формулою (1.7):

$$f' = \frac{2f + \mu d}{D} = \frac{2 \cdot 0,4 + 0,06 \cdot 78}{86} = 0,064$$

7. Визначаємо зусилля **гідроциліндра висування телескопічної секції** за формулою (1.11):

$$\bar{F}_l = \left[ \sin \alpha + \left(1 + 2 \frac{b}{a}\right) f' \cos \alpha \right] G_g = \left[ \sin 75^\circ + \left(1 + 2 \frac{2750}{2000}\right) 0,064 \cos 75^\circ \right] 30000 = 30840 \text{ Н}$$

8. Визначаємо робочий діаметр гідроциліндра висування телескопічної секції за формулою (1.4):

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_p}{\pi \cdot p \cdot \eta_{z_{цi}}}} = 2 \sqrt{\frac{30840}{3,14 \cdot 20 \cdot 0,9}} = 46,7 \text{ мм}$$

Згідно[3] остаточно приймаємо діаметр гідроциліндра висування телескопічної секції 50 мм.

9. Визначаємо кут  $\alpha$ , при якому зусилля  $F_l$  буде максимальним за формулою (1.13):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\left(1 + 2 \frac{b}{a}\right) f'} = \frac{1}{\left(1 + 2 \frac{2750}{2000}\right) 0,064} = 4,16$$

Тоді  $\alpha = 76,5^\circ$ , тобто розраховане значення не суттєво відрізняється від прийнятого  $\alpha = 75^\circ$ .

10. Визначаємо необхідне робоче зусилля, що розвиває **гідроциліндр рейкового механізму повороту** за формулою (1.15):

$$F_p = \frac{2T_{кр}}{D_{нк}} = \frac{2 \cdot 15000 \cdot 10^3}{300} = 100000 \text{ Н}$$

11. Визначаємо робочий діаметр гідроциліндра механізму повороту за формулою (1.4):

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_p}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{цп}}}} = 2 \sqrt{\frac{100000}{3,14 \cdot 15 \cdot 0,9}} = 97 \text{ мм}$$

Згідно[3]остаточно приймаємо діаметр гідроциліндра механізму повороту 100 мм.

12. Визначаємо робочий **діаметр гідроциліндра висувної опори** за формулою (1.16):

$$D = 2K \sqrt{\frac{R_0}{\pi \cdot p}} = 2 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{95500}{3,14 \cdot 20}} = 93,6 \text{ мм}$$

Згідно[3]остаточно приймаємо діаметр гідроциліндра зовнішньої висувної опори 100 мм.

13. Визначаємо необхідну подачу робочої рідини для двох гідроциліндрів механізму повороту за формулою (1.17):

$$Q = \frac{\omega_2 \cdot D_{\text{нк}} \cdot 2A_{\text{цп}}}{2} = \frac{0,08 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 100^2}{2 \cdot 4} = 188400 \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} = 0,188 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

## 2.2. Розрахунок основних параметрів гідросистеми автомобіля-самонавантажувача з консольним гідравлічним краном.

Вхідні дані для розрахунку основних параметрів гідросистеми представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2.

№ з/п	Параметр	Значення
1.	Частота обертів колінвала двигуна автомобіля ГАЗ-3309, $n_{\text{двз}}$ , $\text{хв}^{-1}$	2400
2.	Діаметр гідроциліндра підйому $D_1$ , мм	150
3.	Діаметр гідроциліндра висування телескопічної секції $D_2$ , мм	50
4.	Діаметр гідроциліндра механізму повороту $D_3$ , мм	100
5.	Діаметр гідроциліндра висувної опори $D_4$ , мм	100
6.	Робочий хід поршня гідроциліндра підйому $S_{\text{цп1}}$ , мм	520
7.	Робочий хід поршня гідроциліндра висування телескопічної секції, $S_{\text{цп2}}$ мм	2000
8.	Робочий хід поршня гідроциліндра механізму повороту $S_{\text{цп3}}$ , мм	510
9.	Робочий хід поршня гідроциліндра висувної опори $S_{\text{цп4}}$ , мм	550
10.	Номінальний тиск в системі $p$ , МПа	15
11.	Кількість гідроциліндрів $m$	6
12.	Довжина трубопроводів, шлангів $l_m$ , мм	2300
13.	Кількість зубців шестерні насоса $z$	11
14.	Модуль зубчастого зачеплення насоса $m$	5
15.	Ширина зубчастого вінця шестерні насоса $b$ , мм	14
16.	Час підйому вантажу $t_n$ , с	12
17.	Передатне число пари постійного зачеплення коробки передачі $u_{\text{н.з}}$ .	2,125
18.	Передатне число від проміжного вала коробки передач до ведучого вала КВП $u_1$	1,2
19.	Передатне число коробки відбору потужності $u_{\text{КВП}}$	0,48

1. Визначаємо необхідну швидкість підйому вантажу за формулою (1.18):

$$v_n = \frac{S_{\text{цп}}}{t_n} = \frac{520 \cdot 10^{-3}}{12} = 0,043 \text{ м/с}$$

2. Визначаємо кутову швидкість стріли під час вертикального підйому вантажу за формулою (1.19):

$$\omega_6 = \frac{v_n \cdot 10^3}{L_0 \cdot \cos \alpha_{max}} = \frac{0,043 \cdot 10^3}{5300 \cdot \cos 75^\circ} = 31,3 \text{ c}^{-1}$$

3. Приймавши  $\eta_n = 0,92$ , визначаємо об'ємну подачу оливи до найбільшого за діаметром силового гідроциліндра підйому стріли за формулою (1.20):

$$Q_n = K \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S_{max}}{4 \cdot t_n \cdot \eta_n} = 1,1 \cdot \frac{3,14 \cdot 150^2 \cdot 520}{4 \cdot 12 \cdot 0,92} = 915122 \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} = 0,915 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

4. Приймавши  $\eta_n = 0,9$  визначаємо потужність для приводу шестерневого оливного насосу за формулою (1.21):

$$N = \frac{Q_n \cdot p}{\eta_m} = \frac{915122 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 15252 \text{ Вт} = 15,25 \text{ кВт}$$

5. Приймавши середню швидкість руху рідини  $v_p = 5$  м/с та її кінематичну в'язкість  $\nu = 18 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, визначаємо внутрішній діаметр круглих металевих трубопроводів за формулою (1.24)

$$d_m = \frac{R_e \cdot \nu}{v_p} = \frac{2200 \cdot 18 \cdot 10^{-6}}{5} = 0,00792 \text{ м} = 7,92 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_m = 8$  мм

6. Визначаємо об'єм трубопроводів  $V_m$ , об'єм відповідних гідроциліндрів  $V_{ци}$  та необхідну місткість резервуару для оливи  $V_p$  за формулами (1.22), (1.23):

$$V_m = \frac{\pi d_m^2}{4} l_m = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} \cdot 2300 = 115552 \text{ мм}^3 = 0,116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_{ци1} = A_{ци1} \cdot S_{ци1} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot S_{ци1} = 17662,5 \cdot 520 = 9184500 \text{ мм}^3 = 9,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_{ци2} = A_{ци} \cdot S_{ци2} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot S_{ци2} = \frac{3,14 \cdot 50^2}{4} \cdot 2000 = 3925000 \text{ мм}^3 = 3,925 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_{ци3} = A_{ци} \cdot S_{ци3} = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \cdot S_{ци3} = \frac{3,14 \cdot 100^2}{4} \cdot 510 = 4003500 \text{ мм}^3 = 4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_{ци4} = A_{ци} \cdot S_{ци4} = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} \cdot S_{ци4} = \frac{3,14 \cdot 100^2}{4} \cdot 550 = 4317500 \text{ мм}^3 = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_p = 1,5(V_{ци1} + V_{ци2} + 2V_{ци3} + 2V_{ци4} + V_m) = 1,5(9,18 + 3,925 + 2 \cdot 4,0 + 2 \cdot 4,3 + 0,116) \cdot 10^{-3} = 44,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

7. Визначаємо діаметри нагнітального та всмоктувального трубопроводів за формулою (1.25):

$$d_n = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi[v_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 915122}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^3}} = 9,85 \text{ мм}; d_s = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi[v_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 915122}{3,14 \cdot 2,0 \cdot 10^3}} = 24,14 \text{ мм}$$

Остаточно приймаємо  $d_n = 10$  мм,  $d_s = 24$  мм.

8. Приймавши матеріал для виготовлення алюмінієвий сплав ( $\sigma_T = 220$  МПа), визначаємо товщину стінки нагнітального трубопроводу за формулою (1.26):

$$t_n = \frac{p_{max} \cdot d_n}{2[\sigma_p]} = \frac{1,2 \cdot 15 \cdot 10}{2 \cdot 70} = 1,28 \text{ мм}$$

Остаточно приймаємо товщину стінки  $t = 1,0$  мм.

9. Приймавши об'ємний к.к.д насоса  $\eta_{об} = 0,9$ , розраховуємо за формулою (1.28) частоту обертання валу насосу  $n$  виходячи з того, що об'ємна подача повинна бути рівна або більша продуктивності шестерневого насосу  $Q_n \geq Q'_n$ :

$$n = \frac{Q_n}{z^2 \cdot m^2 \cdot b \cdot \eta_{об}} = \frac{915122}{10^2 \cdot 4^2 \cdot 13 \cdot 0,9} = 48,88c^{-1} = 2932,8 \text{ хв}^{-1}$$

10. Визначаємо частоту обертання веденого вала коробки відбору потужності за формулою (1.29):

$$n_p = n_{ДВЗ} \cdot u_{заг} = u_{н.з} \cdot u_1 \cdot u_{КВП} = 2400 \cdot 2,12 \cdot 1,2 \cdot 0,48 = 2930,688 \text{ хв}^{-1} = 48,84 \text{ с}^{-1}$$

Як видно розраховані оберти ведучого валанасоса і оберти веденого вала коробки відбору потужності однакові, що свідчить про можливість їх з'єднання напряму і компонування в одному блоці.

11. Згідно ГОСТ 8753-71[7] остаточно вибираємо тип шестерневого насоса із наступними параметрами:

Параметри	НШ-32-2
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	31,5
Тиск, МПа номінальний максимально допустимий	14,0 16,0
Частота обертання, об/хв номінальна максимальна	1920 2400
Номінальна продуктивність, л/хв	55,6
Номінальна потужність для привода, кВт	15,4
Об'ємний к.к.д при номінальному тиску і максимальній частоті обертання	0,92
Маса, кг	6,8

12. Розрахунок основних параметрів коробки відбору потужності проводимо згідно раніше наведеної методики[5].

### 3. ВИСНОВОК.

Таким чином наведена методика та числовий приклад розрахунку основних параметрів обладнання автомобіля-самонавантажувача з консольним гідравлічним краном свідчать про те, що це складна інженерна задача, для розв'язання якої потрібно ознайомитись з багатьма науковими джерелами та довідниками. Натомість вищеописана методика зменшує трудомісткість розрахунків та скорочує їх час, оскільки позбавляє необхідності інженера або студента займатися пошуковою роботою.

### 4. ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобили:  
Специализированный подвижной состав: Учебн. Пособие М.С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, Л.Х. Гилелес и др.- Мн. : Выш. шк., 1989. – 240 с.
2. Бурков М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта.- М.: Транспорт, 1979.- 296 с.
3. Я.В. Рось. Автокраны с объемным гидроприводом. Киев: «Техника», 1978. – 128с.
4. Дубяньський О.В. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни «Мобільні навантажувально-розвантажувальні машини (ч.2)». Видавництво Національного університету "Львівська політехніка". 2004. с. 115–142.
5. Дубяньський О.В. Особливості розрахунку реакцій опор та вибору підшипників механічних ступеневих редукторів

- автомобілів. Systems and means of motor transport. Monografianr5. Seria: Transport. Rzeszow; 2014. с. 11-24.
6. Акопян Р.А., Дубянський О.В., Рябушко М. М. Дослідження впливу конструктивних параметрів порталного крану на основні параметри гідроциліндра додаткового обладнання автомобіля-самонавантажувача. Systems and means of motor transport. Monografianr4. Seria: Transport. Rzeszow; 2013.- с. 11-26.
7. <http://ustroistvo-avtomobilya.ru/traktora/maslyany-e-nasosy/>
8. [www.megat.ru/catalogue/99\\_kmu\\_tadanoy\\_aponiya/](http://www.megat.ru/catalogue/99_kmu_tadanoy_aponiya/)

### SUMMARY

*В статье приведена методика, анализ факторов, которые влияют на выбор основных параметров консольного гидравлического крана и параметров его гидравлической системы, а также числовой расчет этих параметров для крана-манипулятора модели TADANO на шасси автомобиля ГАЗ -3309.*

*In the article is submitted the method, analysis of the factors that affect the choice of the basic parameters of the console hydraulic crane and the parameters of its hydraulic system, and also is submitted the numerical calculation of these parameters for the crane-manipulator model TADANO on the truck GAS -3309.*