

**М. П. Ремарчук**

**ПРОЕКТУВАННЯ МОБІЛЬНИХ  
ГІДРОФІКОВАНИХ КРАНІВ З  
ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ**

*Навчальний посібник*

**Частина 1**

*Розрахунок механізмів, стійкість, прилади  
безпеки*



**Харків – 2018**



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ

**М. П. Ремарчук**

**ПРОЕКТУВАННЯ МОБІЛЬНИХ  
ГІДРОФІКОВАНИХ КРАНІВ З  
ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ**

*Навчальний посібник*

**Частина 1**  
***РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ, СТІЙКІСТЬ,  
ПРИЛАДИ БЕЗПЕКИ***

**Харків – 2018**

УДК 621.873.69.057.7(07)  
ББК 38.6-5-02я73  
Р 49

*Рекомендовано вченою радою Українського державного  
університету залізничного транспорту як навчальний  
посібник (витяг з протоколу № 6 від 13 вересня 2017 р.)*

**Рецензенти:**

професори П. М. Андренко (ХНУ «ХП»),  
П. Ф. Горбачов (ХНАДУ)

**Ремарчук М. П.** Проектування мобільних гідрофіко-  
ваних кранів з телескопічною стрілою: Навч. посібник.  
**Р 49** Ч. 1. Розрахунок механізмів, стійкість, прилади безпеки.  
– Харків: УкрДУЗТ, 2018. – 181 с., рис. 40, табл. 16.  
ISBN 978-617-654-076-2

У навчальному посібнику розглядається процес проектування стрілових кранів для будівництва і ремонту залізничних споруд. Початковими даними для проектування крана рекомендуються його вантажопідйомність і тип ходового обладнання. За основу проектування механізмів кранів прийнято вітчизняні зразки і показано досвід, який мають зарубіжні фірми.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (05050308 «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання») усіх форм і термінів навчання. Посібник може бути корисним для магістрів, аспірантів та інженерно-технічних працівників, які займаються питаннями проектування мобільних кранів з телескопічною стрілою.

УДК 621.873.69.057.7 (07)  
ББК 38.6–5–02я73

ISBN 978-617-654-076-2

© Український державний університет  
залізничного транспорту, 2018.  
© Ремарчук М. П.

Навчальний посібник

**Ремарчук** Микола Парфенійович

**ПРОЕКТУВАННЯ МОБІЛЬНИХ  
ГІДРОФІКОВАНИХ КРАНІВ  
З ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ**

Частина 1

Розрахунок механізмів, стійкість, прилади безпеки

Відповідальний за випуск Ремарчук М. П.

Редактор Ібрагімова Н. В.

---

Підписано до друку 13.09.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 8,75. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет  
залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

## ЗМІСТ

Вступ.....	8
<b>1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....</b>	<b>8</b>
1.1. Класифікація сучасних мобільних кранів.....	8
1.2. Маркування мобільних кранів.....	11
1.3. Загальна будова сучасних мобільних кранів.....	12
1.4. Характеристики стрілових самохідних кранів.....	13
Контрольні питання.....	21
<b>2. ВАНТАЖНА ХАРАКТЕРИСТИКА СТРІЛОВОГО КРАНА.....</b>	<b>22</b>
2.1. Загальні рекомендації для формування початкових даних при проектуванні механізмів мобільних кранів з телескопічною стрілою .....	22
2.2. Визначення лінійних і масових параметрів як початкових даних для проектування механізмів крана.....	25
2.3. Розрахунок і побудова вантажної характеристики стрілового крана при роботі основною стрілою.....	32
2.4. Розрахунок і побудова вантажної характеристики стрілового крана при роботі телескопічною стрілою.....	38
Контрольні питання.....	41
<b>3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОЦИЛІНДРА МЕХАНІЗМУ УПРАВЛІННЯ ЗМІНОЮ ВІЛЬОТУ СТРІЛИ МОБІЛЬНОГО КРАНА.....</b>	<b>42</b>
3.1. Загальна методологія проектування гідроциліндра механізму зміни вильоту стріли мобільного крана.....	42
3.2. Розрахункові схеми механізму управління зміною вильоту при роботі основною і телескопічної стрілою крана.....	42
3.3. Визначення силових параметрів у системі механізму управління зміною вильоту телескопічної стріли крана....	45
3.4. Визначення конструктивних параметрів гідроциліндра механізму зміни вильоту телескопічної стріли крана.....	52
Контрольні питання.....	58

<b>4. ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОСИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ УПРАВЛІННЯ ЗМІНОЮ ВІЛЬОТУ СТІЛИ САМОХІДНОГО КРАНА.....</b>	<b>59</b>
4.1. Формування початкових даних.....	59
4.2. Особливості проектування гідравлічних систем стрілових мобільних кранів.....	60
4.3. Визначення параметрів насоса.....	69
4.4. Визначення внутрішніх діаметрів гідроліній.....	73
4.5. Вибір основних елементів для гідросистеми стрілового крана.....	74
4.5.1. Вибір гідророзподільників.....	74
4.5.2. Вибір зворотного клапана.....	75
4.5.3. Вибір фільтрів.....	75
4.5.4. Визначення місткості резервуара для гідросистеми стрілового крана.....	76
4.6. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі крана на стадії проектування.....	77
4.6.1. Визначення втрат тиску в гідросистемі від лінійних опорів.....	77
4.6.2. Визначення втрат тиску в гідросистемі від місцевих опорів.....	80
4.6.3. Визначення втрат тиску в елементах гідропривода.....	81
4.7. Визначення загального ККД при проектуванні гідропривода управління вильотом стріли крана.....	82
4.8. Визначення основних показників гідросистеми управління вильотом стріли крана.....	84
Контрольні питання.....	87
<b>5. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ СТІЛОВИМ КРАНОМ.....</b>	<b>88</b>
5.1. Початкові дані.....	88
5.2. Будова сучасних гідрофікованих механізмів підймання вантажу стріловим краном.....	88
5.3. Вибір каната, блоків напрямних, гакової підвіски і барабана.....	92
5.4. Вибір редуктора і гідромотора.....	98
5.5. Визначення загального ККД гідросистеми механізму підймання вантажу стріловим краном.....	104

5.5.1. Формування початкових даних.....	104
5.5.2. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі від лінійних опорів у механізмі підймання вантажу стріловим краном.....	105
5.5.3. Визначення втрат тиску в гідроприводі від місцевих опорів.....	107
5.5.4. Визначення втрат тиску в елементах гідропривода.....	108
5.6. Визначення основних параметрів гідросистеми механізму підймання вантажу стріловим краном.....	109
5.7. Визначення часу пуску та гальмування механізму підймання вантажу. Вибір гальма для механізму підймання вантажу.....	112
Контрольні питання.....	115
<b>6. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ПОВОРОТНОЇ ПЛАТФОРМИ СТІЛОВОГО КРАНА..</b>	<b>116</b>
6.1. Початкові дані.....	116
6.2. Структура і будова механізму обертання поворотної платформи сучасних кранів.....	116
6.3. Особливості проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана.....	118
6.3.1. Механізм обертання поворотної платформи стрілового крана з високооберттовим гідромотором.....	118
6.3.2. Механізм обертання поворотної платформи стрілового крана з високомоментним гідромотором.....	131
6.4. Визначення часу пуску і гальмування механізму обертання крана. Визначення гальмівного моменту і вибір гальма.....	134
Контрольні питання.....	136
<b>7. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ТЕЛЕСКОПУВАННЯ СТІЛИ ТА ВІНОСНИМИ ОПОРАМИ КРАНА.....</b>	<b>137</b>
7.1. Визначення параметрів гідросистеми механізму управління процесом телескопування стріли крана.....	137
7.2. Визначення параметрів гідросистеми механізму управління виносними опорами крана.....	140
Контрольні питання.....	144

<b>8. РОЗРАХУНОК І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНОГО КРАНА З ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ.....</b>	<b>145</b>
8.1. Загальні відомості.....	145
8.2. Визначення координат центра ваги крана для основної стріли і при телескопуванні усіх секцій стріли...	146
8.3. Визначення коефіцієнта вантажної стійкості крана без урахування дії додаткових навантажень.....	148
8.4. Визначення коефіцієнта вантажної стійкості крана з урахуванням дії додаткових навантажень.....	149
8.5. Визначення коефіцієнта власної стійкості крана.....	152
Контрольні питання.....	153
<b>9. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОБІЛЬНИХ КРАНІВ З ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ.....</b>	<b>154</b>
9.1. Особливості використання стрілових кранів.....	154
9.2. Безпечна експлуатація стрілових самохідних кранів...	155
9.3. Технічний огляд стану стрілових самохідних кранів і статичні та динамічні випробування.....	158
Контрольні питання.....	159
<b>Висновки.....</b>	<b>160</b>
<b>Бібліографічний список.....</b>	<b>163</b>
Додаток 1. Характеристики насосів.....	166
Додаток 2. Характеристики моторів.....	167
Додаток 3. Характеристики запобіжних клапанів типу У4790.....	169
Додаток 4. Характеристики запобіжних клапанів типу КПЕ	169
Додаток 5. Характеристики регуляторів потоку.....	169
Додаток 6. Характеристика редуційних клапанів типу Г57-2	170
Додаток 7. Характеристики гідравлічних замків (односторонніх).....	170
Додаток 8. Характеристики зворотних клапанів типу 61.....	170
Додаток 9. Втрати тиску у зворотних клапанах і гідрозамках..	171
Додаток 10. Характеристики дроселів зі зворотним клапаном.....	171
Додаток 11. Характеристики дроселів типу Г77-3.....	171
Додаток 12. Характеристики гальмівних клапанів типу 63...	172
Додаток 13. Моноблочні розподільники на тиск 32 МПа....	172

Додаток 14. Типорозміри і виконання моноблочних розподільників.....	173
Додаток 15. Втрати тиску в моноблочному розподільнику залежно від послідовності підключення до споживача.....	173
Додаток 16. Характеристики секційних розподільників типу Р на тиск 16 МПа.....	174
Додаток 17. Характеристики секційних розподільників типу РС на тиск 16 і 25 МПа.....	175
Додаток 18. Характеристики фільтрів.....	176
Додаток 19. Величина загального коефіцієнта корисної дії (ККД) енергосилових елементів стрілових кранів.....	176
Додаток 20. Характеристики опорно-поворотного кола (кулькового).....	177
<b>Предметний покажчик.....</b>	<b>178</b>



## **Вступ**

Однією з основних складових дисципліни «Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини» є вивчення розділу будівельні крани, які на залізничному транспорті забезпечують виконання трудомістких вантажно-розвантажувальних робіт. Розділ про будівельні крани призначений для ознайомлення студентів з методологією проектування на прикладі найбільш розповсюджених самохідних кранів з телескопічною стрілою і гідравлічним приводом усіх його механізмів [1, 2].

Процес проектування базується на дотриманні відомих стандартів і нормативно-правових актів, до яких належать ГОСТ 33166.2-2014, ОМД 33497324.003-2005, НПАОП 0.00-1.01-07 тощо та рекомендації Держтехнагляду для забезпечення якісного проектування, виготовлення та випробування таких кранів.

## **1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ**

### **1.1. Класифікація сучасних мобільних кранів**

Поштовхом до проектування і створення вантажно-розвантажувальних машин можна віднести відомий досвід, який передано в 1872 р. І. О. Вишнеградським у праці «Курс підйомних машин», яка була опублікована у двох частинах. Перша частина присвячена простим переносним машинам, а друга – машинам, призначеним для передачі вантажу вертикального і горизонтального руху. З указанного періоду розпочався процес подальшого удосконалення підйомних машин з застосуванням різноманітного ходового обладнання. На підставі короткого огляду встановлено, що кран на залізничному ході вантажопідйомністю 10 т з паровим двигуном був виготовлений в Україні в 1931 р. на кранобудівному заводі, вигляд якого близький до наведеного на рис. 1.1. Слід зазначити, що в 1971 р. був випущений дослідний зразок автокрана з гідроприводом і телескопічною стрілою на спеціальному чотиривісному шасі автомобільного типу з можливістю підймання вантажу до 25 т, модель такого крана позначалась як КС-5471.

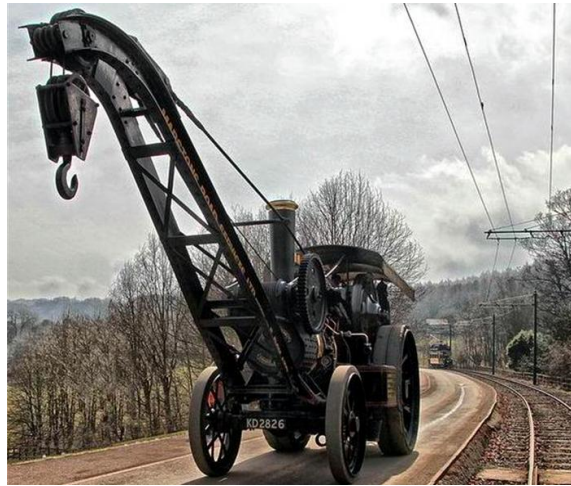


Рис. 1.1. Самохідний кран з паровим двигуном

На базі шасі автомобіля КраЗ-250 (КраЗ-65101) у 1994 р. було створено гідравлічний автокран з телескопічною стрілою, модель КС-557Кр. Автокран і зараз має значний попит.

Для виконання різноманітних робіт на залізничному транспорті за участі ЗАТ "НКМЗ" був виготовлений дизель-електричний кран КС-5Ж61 вантажопідйомністю 30 т і гідравлічний кран з телескопічною стрілою вантажопідйомністю 80 т КС-7Ж71, зображений на рис. 1.2. Дослідний зразок цього крана був виготовлений і представлений на міжнародній виставці в Києві в 1996 р.



Рис. 1.2. Кран на залізничній колії з телескопічною стрілою

Дрогобицький завод автомобільних кранів забезпечує виробництво самохідних кранів з індексом «КТА» з телескопічною стрілою на автомобільних шасі КраЗ, Маз і КамаЗ. До

них належать крани КТА-18, КТА-25, КТА-28 і КТА-32 вантажопідйомністю відповідно 18, 25, 28 і 32 т, один із кранів показано на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Кран автомобільний з телескопічною стрілою

Як відомо з наукової літератури [3, 4, 5], всі можливі варіанти створення кранів відображено на рис. 1.4.

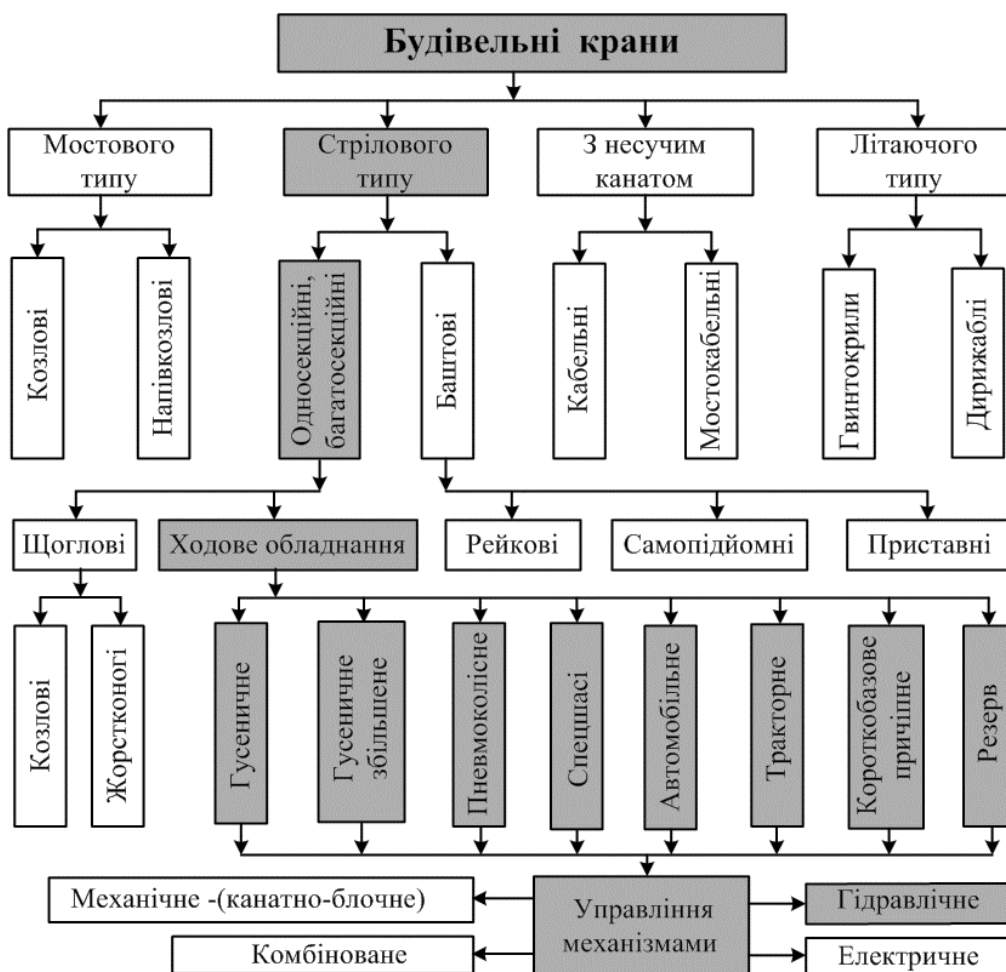


Рис. 1.4. Класифікація будівельних кранів

До найбільш розповсюджених кранів можна віднести самохідні крани з телескопічною стрілою і гідравлічним управлінням механізмами та з застосуванням різноманітного ходового обладнання, які виділено на рис. 1.4 затушовування. На стадії проектування цим кранам приділяється головна увага.

## 1.2. Маркування мобільних кранів

Для забезпечення монтажних і вантажно-розвантажувальних робіт використовуються різноманітні стрілові крани, які маркують за роботами [3, 5], як це показано на рис. 1.5.

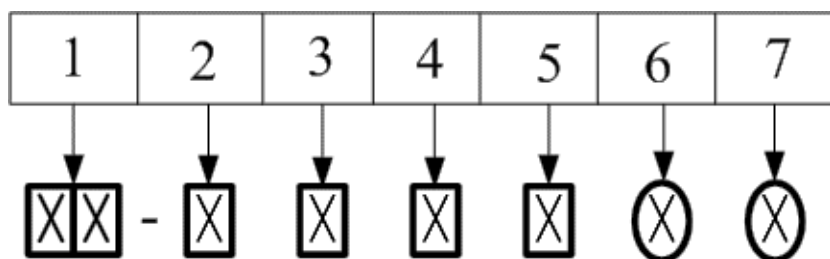


Рис. 1.5. Маркування сучасних будівельних кранів

За цим рисунком, усім стріловим самохідним кранам присвоюється марка, яка складається з букв і цифр і представляється вона у вигляді семи послідовно сформованих міток.

Перша здвоєна мітка (рис. 1.5) складається з двох букв, наприклад КС – кран стріловий самохідний загального призначення.

Друга мітка після тире представляється у вигляді цифри, яка позначає номер розмірної групи в ряду вантажопідйомності крана.

Третя мітка свідчить про конструктивне виконання ходового обладнання. Так, 1 – Г – гусеничне ходове обладнання з мінімально допустимою поверхнею гусениць, 2 – ГУ – гусеничне обладнання зі збільшеною поверхнею гусениць, 3 – П – пневмоколісне ходове обладнання, 4 – Ш – спеціальне шасі автомобільного типу, 5 – Ав – шасі вантажного автомобіля, 6 – Тр – тракторне гусеничне обладнання, 7 – Пр – причіпне (короткобазове) обладнання.

Четверта мітка відображує таке: 6 – гнучка підвіска стріли, 7 – жорстка підвіска стріли, 8 – телескопічна стріла, 9 – резерв.

П'ята і шоста мітка – порядковий номер моделі крана та послідовність його модернізації у вигляді букв (А, Б, В ...).

Сьома, остання, мітка відображує кліматичне виконання: ХЛ – холодний клімат, Т – тропічний, ТВ – вологий тропічний.

За допомогою поданої індексації повне маркування крана, тобто його марка, значно скорочується. Наприклад, кран КС-3561АХЛ на шасі МАЗ-500 означає таке:

КС – кран стріловий загального призначення;  
цифра 3 – третя розмірна група, вантажопідйомністю 10 т;  
цифра 5 – ходове обладнання, що характеризує собою шасі автомобіля;  
цифра 6 – гнучка підвіска стрілового обладнання;  
цифра 1 – порядковий номер моделі крана з механічним приводом;

буква А – перша модернізація крана;

букви ХЛ – виконання крана для умов холодного клімату.

У ряді моделей самохідних кранів, що застосовуються в спеціальних умовах, щодо кранів загального призначення прийнято інше маркування.

Таке маркування складається з декількох букв і цифр, які означають галузеве призначення крана і його вантажопідйомність.

Наприклад, самохідний кран СМК-14 – це спеціальний монтажний кран вантажопідйомністю 14 т, а МКА-16 характеризується як монтажний автомобільний кран вантажопідйомністю 16 т.

### **1.3. Загальна будова сучасних мобільних кранів**

Будову стрілового самохідного крана схематично наведено на рис. 1.6, а, а в стані функціонування на робочому об'єкті – на рис. 1.6, б.

До основних складових крана, за рис. 1.6, належать такі елементи: 1 – ходове обладнання; 2 – неповоротна частина крана; 3 – виносні опори-циліндри (аутригери); 4 – поворотна частина крана; 5 – механізми крана; 6 – стріла; 7 – кабіна крана.

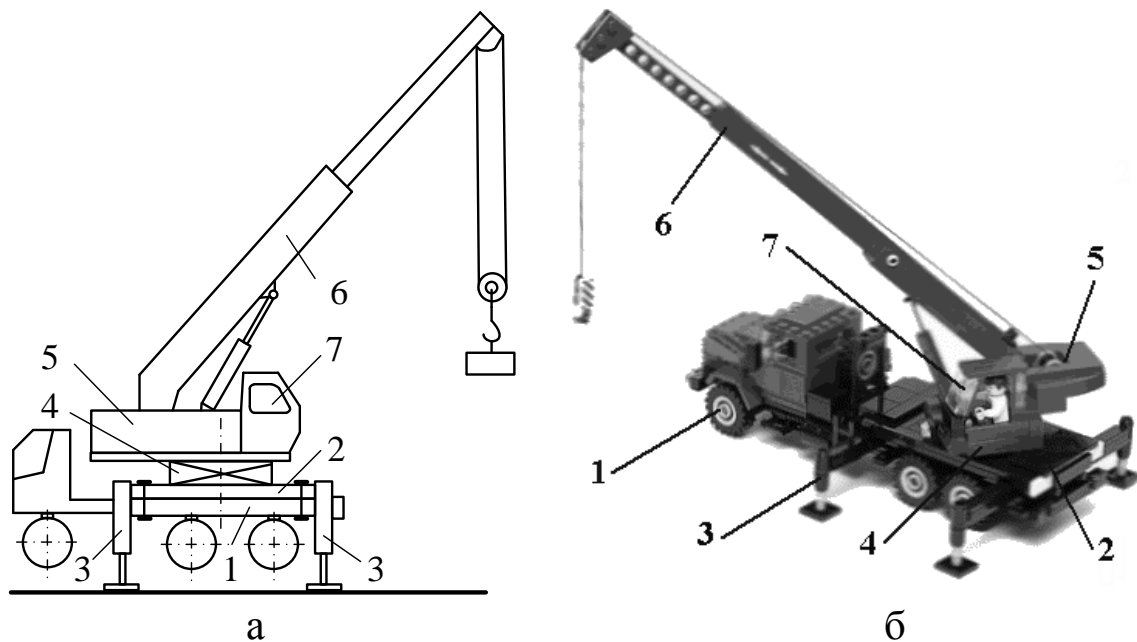


Рис. 1.6. Будова стрілових самохідних кранів

Глибоке вивчення будови крана можливе на стадії проектування всіх складових стрілового гідروفікованого крана. До результатів розрахунку гідروفікованих механізмів крана належать такі механізми: зміни кута нахилу основної стріли і стріли при телескопуванні її секцій (вильоту стріли); підймання-опускання вантажу; обертання крана; телескопування (висунення) секцій стріли; управління виносними опорами-циліндрами (аутригерами), спрощено їх називатимемо опорами.

Для виконання розрахунків на стадії проектування крана необхідно сформулювати початкові дані. До них належить головний параметр стрілового самохідного крана – це його вантажо-підйомність. Крім того, сюди входять такі дані: вагові, лінійні і кінематичні параметри механізмів крана.

#### 1.4. Характеристики стрілових самохідних кранів

При проектуванні крана, подібного за конструктивним виконанням до відомого і прийнятого за кран-прототип, початкові дані для нього можна прийняти на підставі інформації, наведеної в табл. 1.1–1.5 або розрахувати їх за табл. 2.1.

Таблиця 1.1

Характеристики автомобільних кранів [1, 2, 3] з гнучкою стрілою (канатно-блочний привод)

Параметр	Варіант				
	1ак	2ак	3ак	4ак	5ак
	КС-2561Д	СМК-101	КС-35719-5	КС-4561А	КС-4562
Вантажопідйомність на виносних опорах, т	6,3	10	15	16	20
Довжина стріли, м	8	10	10	10	8,13
Швидкість підймання/опускання вантажу, м/с	0,255/0,0033	0,12/0,0583	0,165/0,0583	0,175/0,045	0,119/0,066
Виліт найменший, м	3,3	4	4	3,8	3,5
Найбільша висота підймання гака, м	8	9,5	10	10	10,3
Швидкість переміщення робоча/транспортна, км/год	5/50	5/70	5/60	5/65	5/75
Розмір контура виносних опор, м	3,6x3,6	4,02x4,4	4,02x4,4	3,37x3,86	3,86x4,8
Модель базового автомобіля	ЗИЛ-130	МАЗ-5334	МАЗ-5337	КрАЗ-250	КрАЗ-250
Потужність двигуна базового автомобіля, кВт	110,4	132,5	132,0	176,7	176,7
Габаритні розміри крана: довжина x ширина x висота, м	10,6x2,5x 3,65	13,4x2,81x 3,86	13,4x2,81x 3,86	14,0x2,5x 3,8	11,95x2,5x 3,8
Маса крана, т	8,8	14,55	16,5	22,7	24,22

Таблиця 1.2

Характеристики пневмоколісних кранів [1, 2, 3] з гідравлічним приводом

Параметр	Варіант				
	1 пг	2 пг	3 пг	4 пг	5 пг
	КСА-362	МКП-25А	КС-5363А	МКТ-40	КС-8362А
Вантажопідйомність на виносних опорах, т	16...3,5	25...12	25...3,5	40...4,2	100...20,5
Вантажопідйомність без виносних опор	8,5...2	12,5...6,5	14...2	11...1	26...4,7
Довжина стріли, м	12,5	14,1	15	15	15
Швидкість підймання/опускання вантажу, м/с	0,1/0,025	0,14/0,025	0,1/0,005	0,08/0,004	0,05/0,0066
Виліт найменший/найбільший, м	3,8/10	4/7	4,5/13,8	4,8/15	6/15
Найбільша висота підймання гака, м	12,1	18,9	16,3	16	13,4
Швидкість переміщення робоча/транспортна, км/год	2/15	2/15	1,7/17	2,5/30	1/12
Розмір контура виносних опор, м	3,6x4,2	4,4x4,2	4,58x4,62	5x5,46	6,2x7,5
Модель базового автомобіля	СМД-14А	А-41Д	ЯАЗМ-204	МОАЗ-540	ЯМЗ-248
Потужність двигуна автомобіля, кВт	175	-	204	238	238
Габаритні розміри крана – довжина, м	16,5	13,9	14,1	11,4	16,4
Габаритні розміри крана – ширина, м	3,12	3,2	3,37	4,14	3,56
Габаритні розміри крана – висота, м	3,95	4,0	3,9	4,2	4,6
Маса крана, т	23,3	35,6	33	44,1	98,7



Таблиця 1.3

## Характеристики автомобільних кранів [1, 2, 3] з гідравлічним приводом

Параметр	Варіант					
	1аг	2аг	3аг	4аг	5аг	6аг
КС-2571А	КС-3575А	МКАС-10	КС-3577	КС-4571	КС-4573	
Вантажопідйомність на виносних опорах, т	6,3	10	10	12,5	16	16
Довжина телескопічної стріли, м	7,3...11	9,5...15,3	8,3...14,3	8...14	9...21	9,7..21,7
Швидкість підймання/опускання вантажу, м/с	0,216/ 0,0066	0,25/ 0,0016	0,216/ 0,0016	0,141/ 0,006	0,208/ 0,0066	0,141/ 0,005
Виліт найменший/найбільший, м	3,5/10,2	4/8,6	2/12,8	8/14	9/21	9,7/21,7
Найбільша висота підймання гака, м	12	16,2	14,5	14	21,1	22,7
Швидкість переміщення робоча/транспортна, км/год	5/85	5/50	5/76,5	5/86	5/86	5/75
Відстань між опорами, крана, м						
Уздовж подовженої осі	3,8	3,85	3,7	3,85	4,15	3,85
поперек подовженої осі крана	3,8	4,3(5,3)	4,27	4,3(5,08)	4,9(5,08)	4,8
Базове шасі	ЗИЛ-130	ЗИЛ-133ГЯ	МАЗ-5334	МАЗ-5334	МАЗ-5337	КрАЗ-250
Потужність двигуна, кВт	110,4	154,6	132,5	132,5	132,5	176,6
Розміри в транспортному положенні: довжина x ширина x висота, м	9,1x2,5x 3,2	11,3x2,5x 3,27	9,95x2,5x 3,8	11,85x 2,5x3,4	11,4x 2,5x3,7	12x2,5x 3,66
Маса крана, т	9,83	15,6	14,78	14,53	15,78	24

Таблиця 1.4

Характеристики гідравлічних кранів [1, 2, 3, 4] короткобазових і на спеціальному шасі

Параметр	Варіант							
	Короткобазові				Спеціальне шасі			
	1кб	2кб	1сш	2сш	3сш	4сш	5сш	
1	КС-5371	КС-6371	КС-5473	КС-6471	КС-6472	КС-7471	КС-8471	
	2	3	4	5	6	7	8	
Вантажопідйомність на виносних опорах/без опор, т	25/7	40/9	25/5	40/10	40/10	63/15	100/20	
Вантажопідйомність при русі на вильоті 4,5 м (5 м)	8	9	-	-	-	-	-	
Довжина стріли мінімальна/максимальна, м	9,5/22	10,6/25,2	10/24	11/27	10,6/34,5	12,6/38,1	13,6/39,1	
Кількість секцій стріли	3	3	3	3	4	4	4	
Найменший виліт, м	3,2	3,2	3,2	3,2	3,5	3,5	3,5	
Швидкість телескопування секцій стріли, м/с	0,2	0,116	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
Висота підймання гака основної/телескопічної стріли, м	10/22	10/25	10/22,6	10,6/22,7	10,6/33,5	12,3/37,8	12,6/39	
Швидкість підймання/опускання вантажу, м/с	0,123/ 0,0033	0,0833/ 0,0025	0,6/ 0,193	0,416/ 0,25	1,5/ 0,2	1,66/ 0,166	1,66/ 0,118	
Частота обертів поворотної платформи, об/хв	2...0,2	1,8...0,2	1,0	1,3	1,92	0,75	0,65	

Продовження табл. 1.4

1	2	3	4	5	6	7	8
Час повної зміни вильоту гака крана, с	60	60	48	60	60	102	138
Найбільша швидкість, транспортна/робоча, км/год	45/-	32/-	60/25	50/25	60/2,5	50/1,5	53/1,5
Подолання уклону шляху, град	18	18	15	15	16	17	15
Розмір опорного контура вносних опор, м	6,15x 5,3	6,8x6,3	4,8x 5,2	5,3x5,8	5,9x 6,3	7,2x 7,35	9,5x 8,65
Радіус повороту крана, м	6,6...12,1	7,1...12,3	11,5	14	14,5	14,9	14,9
Потужність двигуна, кВт	132	132	149	176	178	265	309
Кратність поліспасти	6	10	-	-	-	-	-
Габаритні розміри крана – довжина, м	11,95	13,2	12,0	13,7	13,0	16,0	17,0
Габаритні розміри крана – ширина, м	2,56	3,23	2,5	2,8	2,5	3,0	3,0
Габаритні розміри крана – висота, м	3,55	3,82	3,6	3,5	3,5	3,7	3,95
Маса крана, т	26	37,2	28	44	36	68	87
Тиск у гідросистемі, МПа	-	-	17,5	17,5	20	17,5	17,5

Таблиця 1.5

Характеристики залізничних кранів (реклама Ново-Краматорського машинобудівного заводу)

Параметр	Варіант			
	1зк	2зк	3зк	4зк
1	6Ж71	6Ж72	8Ж71	9Ж71
	2	3	4	5
Вантажопідйомність на виносних опорах, т	45	45	90	120
Вантажопідйомність без виносних опор – вздовж колії/поперек колії, т	45/16	40/7,5	50/16	50/18
Електродвигун марки	АИР180 М4	АИР180 М4	4АМ225М	4АМ225М
Потужність/частота обертів, кВт/хв <sup>-1</sup>	30/1500			
Силова установка – дизель марки СДМ 35 потужністю, к.с./кВт	169/118			
Насос гідравлічний марки 3331.112 – (об'єм робочої камери, см <sup>3</sup> /об)/частота обертів вала, хв <sup>-1</sup>	(112+112+11,6)/1900			
Генератор марки Г 222 – потужність/частота обертів, кВт/хв <sup>-1</sup>	4,5/3000			
Швидкість руху, км/год: самостійний рух з вантажем на гаку самостійний рух без вантажу транспортний рух в складі потяга	3 10 100			
Подолання уклону шляху, самостійно, %	28			

Продовження табл. 1.5

1	2	3	4	5
Виліт від осі обертання – найменший/найбільший, м	3/18	3/18	6,25/20,465	4,5/20
Висота підймання гака, м:				
основна стріла	9,5	8,5	12	10
при телескопуванні всіх секцій стріли	18	17,5	24	19
Опускання гака нижче рівня колії, м		10		
Швидкість руху вантажу, м/хв:				
максимальна маса вантажу		3		
маса вантажу до 20 т		12		
швидкість посадки вантажу		0,2		
Частота обертів поворотної платформи, хв <sup>-1</sup>		0,8		
Час телескопування секцій стріли, с	180	180	200	200
Габаритні розміри крана – довжина, м	12,47	14,47	17,4	14,77
Габаритні розміри крана – ширина, м		3,1		
Габаритні розміри крана – висота, м	4,125	4,255	4,4	4,25
Установка аутригерів, три положення (середнє), м: ширина/довжина	5,0/8,4	5,0/8,4	5,7/9,8	5,7/9,8
Тиск у гідросистемі, МПа	17,5	20	17,5	17,5
Маса крана в робочому стані, т	110	120	125	125

Розроблення крана на стадії його проектування визначається глибиною модернізації відомого крана, наприклад за рахунок заміни типу ходового обладнання, вантажопідйомності або переходу від канатно-блочної системи управління вильотом стріли на гідравлічне управління.

За табл. 1.1–1.5, відомі самохідні крани з урахуванням особливостей їх конструкції ходового обладнання і конструкції виконання стріли розподілено умовно на ряд груп з привласненням їм відповідних варіантів завдань (27 варіантів): автомобільні крани з канатно-блочним управлінням стріли, варіанти 1ак – 5ак (табл. 1.1); пневмоколісні крани, варіанти 1пг – 5пг (табл. 1.2); автомобільні крани, варіанти 1аг – 6аг (табл. 1.3); короткобазові крани, варіанти 1кб – 2кб (табл. 1.4); крани на спеціальному шасі, варіанти 1сш – 5сш (табл. 1.4); крани на залізничній платформі (колії), варіанти 1зк – 4зк (табл. 1.5).

Управління вильотом стріли для самохідних кранів, наведених у табл. 1.2–1.5, виконується за рахунок застосування гідравлічних систем і їх називають кранами з жорсткою стрілою. Крани, що наведено в табл. 1.1, називають кранами з гнучкою стрілою.

Всі стрілові самохідні крани об'єднано в такі групи:

- «ак» і «аг» складають групу автомобільних кранів;
- «пг» і «кб» складають групу пневмоколісних кранів;
- «сш» складає групу кранів на спеціальному шасі;
- «зк» складає групу кранів на залізничній платформі (колії).

### ***Контрольні питання***

1. Дайте коротку історію розвитку вантажопідйомних машин.

2. Як виконується процес маркування стрілових кранів?

3. Назвіть основні елементи стрілових самохідних кранів.

4. Назвіть основні типи ходового обладнання кранів.

5. Назвіть основні механізми, що розташовуються на поворотній частині крана.

6. Назвіть основні механізми, що розташовуються на неповоротній частині крана.

7. Яке призначення аутригерів?

## **2. ВАНТАЖНА ХАРАКТЕРИСТИКА СТІЛОВОГО КРАНА**

### **2.1. Загальні рекомендації для формування початкових даних при проектуванні механізмів мобільних кранів з телескопічною стрілою**

При будівництві залізничних колій та автомобільних доріг, і загалом у промисловості, широко використовуються стрілові самохідні крани різної вантажопідйомності. Для ознайомлення з основними конструктивними і функціональними параметрами кранів, які випускались раніше і продовжують використовуватись з гнучкою підвіскою стрілового обладнання (канатно-блочний привод), результати їх наведено в табл. 1.1.

Для кранів із жорсткою підвіскою стрілового обладнання (гідролічним приводом) основні конструктивні і функціональні параметри наведено в табл. 1.2–1.5. Гідрофіковані крани на сьогодні серійно випускаються і постійно удосконалюються. Так, крани з гнучкою і жорсткою підвіскою стріли являють собою самостійний клас, сформований у вигляді стрілових самохідних кранів.

Прийнята спроба розглянути процес проектування механізмів стрілових самохідних кранів як цілісної технічної системи. Цей процес відображується в першій частині даного навчального посібника. У другій частині планується представити різні напрямки зі зниження втрат енергії, тобто забезпечення енергозбереження на стадії проектування і при функціонуванні, а саме при діагностуванні стрілових самохідних кранів.

За навчальним посібником «Курсовое проектирование грузоподъемных машин» авторів С. А. Казак, В. Є. Дусьє, Є. С. Кузнецова та ін. стверджується, що для проектування механізмів крана виконуються розрахунки трьох стадій (видів): попередні (орієнтовні), перевірні та дослідні.

Однак, незалежно від стадії (виду) проектування механізмів крана, необхідно дотримування таких умов: економічність і надійність роботи механізмів крана на заданий термін експлуатації для всіх стадій життєвого циклу; технологічність на базі застосування стандартизації, уніфікації агрегатів, вузлів і деталей; ергономічність; естетичність; патентно-правові норми.

З першої спроби спроектувати механізми крана і кран у цілому за наведеними умовами складно, оскільки це обумовлено суперечностями, які виникають між ними.

Створено методологію процесу проектування механізмів гідрофікованого самохідного стрілового крана для першої стадії, яка базується на формуванні початкових даних, що визначаються на основі прийнятих вантажопідйомності крана  $Q$ ,  $t$ ; конструктивного виконання ходового обладнання. На підставі наведеного стає можливим визначити за табл. 2.1 лінійні та масові параметри крана, що проектується.

За необхідності можна скористатись параметрами крана-прототипу табл. 1.1–1.5 і прийняти їх як початкові дані.

Крім параметрів, встановлених за табл. 2.1, необхідно врахувати ще ряд початкових даних, що впливатимуть на процес проектування механізмів крана.

До них належать:

- режим роботи механізмів крана;
- вітрові навантаження та вітрова площа вантажу;
- марка гідравлічної робочої рідини та її замінник;
- кліматична зона використання крана;
- температурний діапазон роботи гідравлічної рідини, тобто її в'язкість і густина;
- місцеві опори і довжини гідроліній на різних ділянках гідросистеми та швидкість руху гідравлічної рідини в гідролініях;
- робочий (номінальний) тиск у гідросистемі крана;
- конструктивне виконання опорно-поворотного кола, редукторів, гальма, барабана та блоків гакової підвіски;
- конструктивне виконання механізму телескопування стріли та виносних опор (аутригерів);
- величини коефіцієнтів корисної дії (ККД) складових механізмів крана, зокрема редукторів, барабана, блоків;
- величини ККД складових гідравлічної системи крана, зокрема насосів, гідромоторів, гідроциліндрів та інших елементів;
- коефіцієнт, що регламентується нормами Держтехнагляду, залежно від ступеня перегинання каната;
- конструктивне виконання вантажопідйомного каната;
- коефіцієнти запасу міцності каната;
- коефіцієнти вантажної і власної стійкості крана, що регламентуються нормами Держтехнагляду.



З наведеного випливає, що гідрофікований стріловий кран є досить складною системою і проектування його механізмів потребує від виконавців цього процесу особливого, творчого підходу.

У першу чергу слід підібрати необхідну довідкову літературу, зокрема [1–6], визначити крани-аналоги, виконати критичний аналіз отриманої інформації та виявити переваги і недоліки крана-прототипу. Довідкова інформація, що стосується проектування гідросистем крана та опорно-поворотного кола, наведено в дод. 1–20, а інша інформація приймається на підставі вказаної вище довідкової літератури.

У якості елемента, що забезпечує передачу гідравлічної енергії двигунам (гідромоторам, гідроциліндрам), є різноманітні марки гідравлічних робочих рідин (олив). Прийнято, що всі оливи, які застосовуються в гідросистемах стрілових кранів, являють собою узагальнено гідравлічну робочу рідину. Ця робоча рідина виконує вказану вище функцію і зберігається в резервуарах (баках) відповідної місткості.

Для першої стадії проектування гідрофікованих механізмів крана, що є попереднім (орієнтовним) розробленням, приймається таке. Для цієї стадії проектування тиск робочої рідини в гідросистемі крана не повинен перевищувати тиск, вказаний на корпусі насосів серійного виготовлення, який передбачається застосувати в його гідросистемі (дод. 1). Таким чином, тиск рідини в гідросистемі крана може складати 16, 20, 25 або 32 МПа.

Пошук раціональних (оптимальних) параметрів механізмів крана, у тому числі і тиск рідини в гідросистемі крана, є наступними стадіями розроблення при проектуванні цих механізмів і стосується проблеми енергозбереження. Вирішення цієї проблеми базується на знаннях, отриманих при розробленні механізмів крана на першій стадії. Застосування їх дозволить спроектувати механізми крана з мінімальними внутрішніми втратами енергії при виконанні ним корисної роботи.

## 2.2. Визначення лінійних і масових параметрів як початкових даних для проектування механізмів крана

Формування початкових даних для стрілового мобільного (самохідного) крана, який необхідно спроектувати, можливі різні підходи. Так, за одним із них початкові дані крана визначають у вигляді лінійних і масових параметрів [5], на підставі використання залежностей, наведених у табл. 2.1. Для цього слід прийняти вантажопідйомність крана як його головний параметр. За іншим підходом, як засіб доповнення та порівняння передбачено використання даних кранів-прототипів, наведених у табл. 1.1–1.5.

Таблиця 2.1

Визначення параметрів крана з урахуванням конструктивного виконання ходового обладнання [5]

Параметр	Тип крана	Розрахункова залежність	Позначення
1	2	3	4
1. Довжина основної стріли, м	п, ш, зк	$(0,93...1,07) \cdot 4,2 \cdot \sqrt[3]{Q}$	$L_{CO}$
	а	$(0,95...1,05) \cdot 4,4 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
2. Довжина максимальна телескопічної стріли, м	п	$(0,95...1,05) \cdot (14,3 \cdot \sqrt[3]{Q} - 10)$	$L_{CB}$
	ш, зк	$(0,95...1,05) \cdot (17 \cdot \sqrt[3]{Q} - 10)$	
	а	$(0,93...1,07) \cdot 5,5 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
3. Вантажопідйомність без виносних опор (мінімальний виліт, м), т	п, ш, зк	$(0,92...1,08) \cdot (0,47 \cdot Q + 2)$	$Q_b$
	а	$(0,9...1,1) \cdot (0,2 \cdot Q + 0,8)$	
4. Загальна маса крана, т	п	$(0,95...1,05) \cdot 1,8 \cdot Q$	$G$
	ш, зк	$(0,8...1,2) \cdot 2,0 \cdot Q$	
	а	$(0,95...1,15) \cdot (1,2 \cdot Q + 3,5)$	
5. Маса погонного метра довжини стріли крана, т/м	п, ш зк, а	$(0,9...1,1) \cdot (0,003 \cdot Q + 0,05)$	$q_c$
6. Маса гакової підвіски, т	п, ш зк, а	$(1,1...0,9) \cdot 0,008 \cdot Q$	$q_n$

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
7. Маса ходової частини, т	п, ш, зк	$(0,9...1,1) \cdot 2,7 \cdot \sqrt{Q}$	$G_x$
	а	паспорт автомобіля	
8. Маса баласту крана, т	п, ш зк, а	$(0,9...1,1) \cdot 0,25 \cdot Q$	$G_{\Pi}$
9.1. Маса передньої осі (стріла повернута вперед/назад), т	ш	$\frac{(0,95...1,05) \cdot 0,167 \cdot Q}{(0,83...1,17) \cdot 0,37 \cdot Q}$	$P_1$
9.2. Маса задньої осі (стріла повернута вперед/назад), т	ш	$\frac{(0,86...1,14) \cdot (0,58 \cdot Q + 8)}{(0,9...1,1) \cdot (0,48 \cdot Q + 6)}$	$P_2$
9.3. Маса передньої і задньої осей, т	п, ш, зк	рівномірний розподіл	$P_2$
	а	паспорт автомобіля	
10. Хвостовий радіус крана, м	п, ш	$(0,95...1,05) \cdot \sqrt[3]{Q}$	$R_x$
	зк	$(0,95...1,05) \cdot (0,08 + \sqrt[3]{Q})$	
	а	$(0,95...1,05) \cdot 1,17 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
11. Відстань між виносними опорами-циліндрами, м	п, ш, зк	$(0,93...1,07) \cdot (1,3 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1)$	$K_1$
	а	$1,8 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
12. База крана, м	п	$(0,51 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1,5) \approx 4,9...5,2$	$B_{\text{тр}}$
	ш, зк	прототип крана	
	а	$(0,85...1,15) \cdot (2 \cdot \sqrt[3]{Q} + 0,8)$	
13. Висота від поверхні землі до п'яти кріплення стріли, м	п	$(0,85...1,15) \cdot (0,2 \cdot \sqrt[3]{Q} + 0,7)$	$h_k$
	ш, зк	$(0,85...1,15) \cdot (0,13 \cdot \sqrt[3]{Q} + 0,5)$	
	а	прототип крана	
14. Відстань від осі обертання до п'яти кріплення стріли, м	п, ш	$(0,92...1,08) \cdot (0,24 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1,15)$	$r_1$
	зк	$(0,9...1,1) \cdot (0,23 \cdot \sqrt[3]{Q} + 0,9)$	
	а	прототип крана	

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
15. Колія передніх коліс, м	а	паспорт автомобіля	$K_n$
	п	2...2,2	
	ш	1,8...2,7	
	зк	1,435	
16. Колія задніх коліс, м	а	паспорт автомобіля	$K_3$
	п	$(0,85...1,15) \cdot 0,82 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
	ш	0,8...2,7	
	зк	1,435	
17. Транспортна довжина крана зі стрілою, м	п, ш, зк	$(0,9...1,1) \cdot (3,3 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1...8)$	$L$
	а	$(0,9...1,1) \cdot 3 + 3 \cdot \sqrt[3]{Q}$	
18. Ширина крана транспортна, м	п, ш, зк	2,4...3,2 (до 3,7)	
	а	$(0,95...1,05) \cdot (0,55 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1,5)$	
19. Висота крана транспортна, м	п, ш, зк	$(0,93...1,07) \cdot (0,55 \cdot \sqrt[3]{Q} + 2)$	
	а	$(0,95...1,05) \cdot (0,55 \cdot \sqrt[3]{Q} + 1,5)$	
20. Навантаження на одну нитку каната, кН	а, п, ш	$(9...11) \cdot (1,2 \cdot \sqrt{Q} - 2)$	$Q_k$
	зк	$(8,5...11,5) \cdot (1,45 \cdot \sqrt{Q} - 2)$	
21. Кратність поліспасти	а, п, ш зк	$(0,8...1,2) \cdot 1,2 \cdot \sqrt{Q}$	$i_n$
22. Внутрішній (зовнішній) діаметр гідроциліндра стріли крана, мм	а, п, ш зк	прототип крана	$D_\phi$

Примітка: а – автомобільний кран, п – пневмоколісний кран, ш – кран на спеціальному шасі, зк – залізничний кран.

Для виконання вантажно-розвантажувальних робіт у різних галузях промисловості, і особливо при будівництві залізничних колій і автомобільних доріг, застосовуються різні крани. Їх класифікують так: автомобільні; пневмоколісні; короткобазові; на спеціальному шасі; залізничні крани. Як приклад, у якості крана-прототипу, розглядається кран, який серійно випускається з індексацією КС-45719-2. Це автомобільний кран четвертої

розмірної групи вантажопідйомністю 20 т, який змонтовано на шасі КрАЗ-65101 (6х4). Гідрокінематичну схему цього крана показано на рис. 2.1, а загальний його вигляд з поданням лінійних параметрів показано на рис. 2.2.

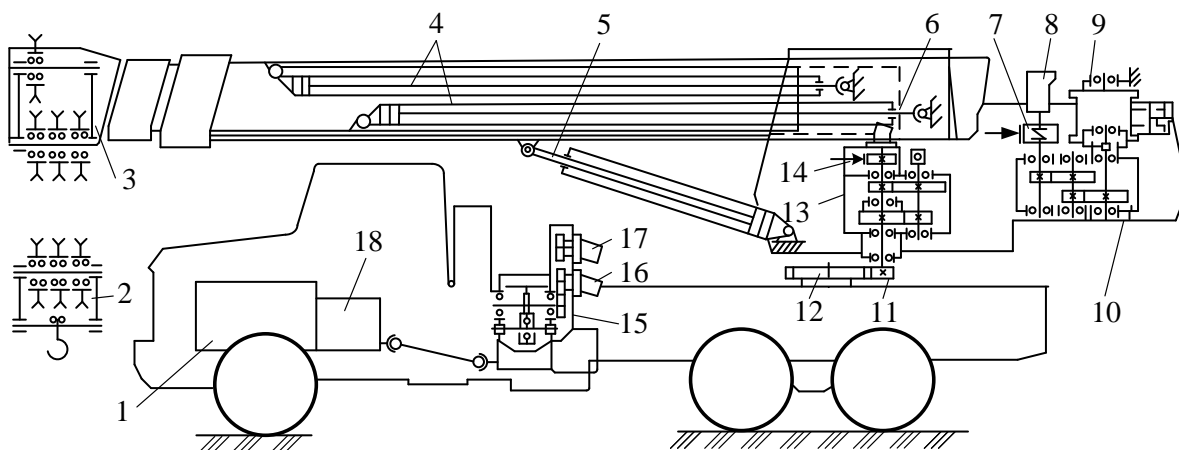


Рис. 2.1. Гідрокінематична схема автомобільного крана четвертої розмірної групи вантажопідйомністю 20 т

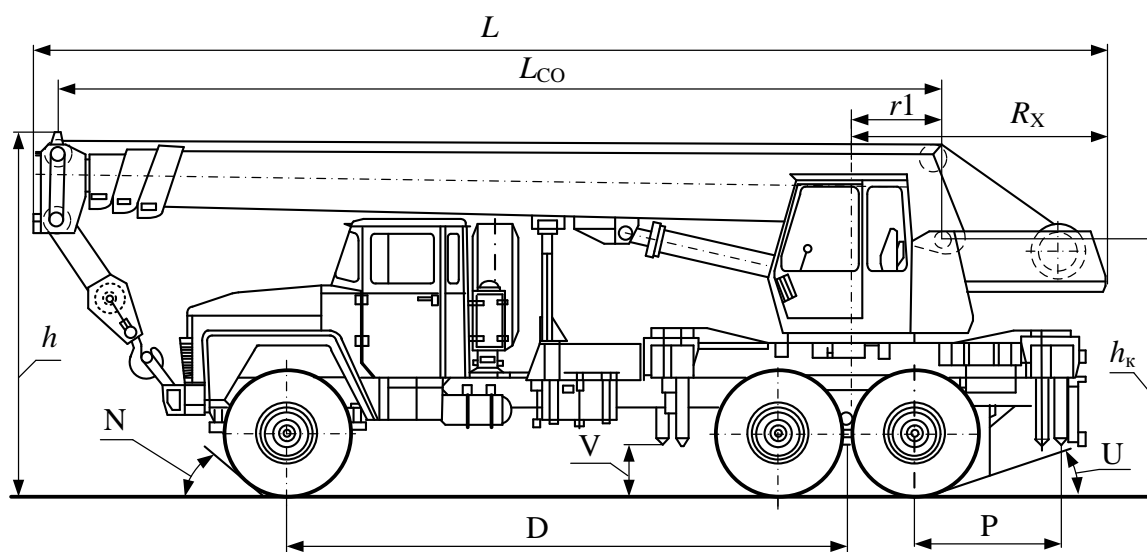


Рис. 2.2. Загальний вигляд автомобільного крана четвертої розмірної групи вантажопідйомністю 20 т

До особливостей цього крана належить таке. Гідравлічна система крана забезпечує зміну довжини телескопічної стріли, підймання і опускання вантажу, зміну кута нахилу стріли, поворот стріли (платформи) в плані на  $360^\circ$ . Причому операції підймання-опускання вантажу або стріли можуть бути суміщені з поворотом платформи або з процесом телескопування секцій стріли. За допомогою гідропривода забезпечується управління

чотирма опорами-циліндрами загалом опорами або аутригерами і горизонтальний рух опорних балок гідроциліндрами, з'єднаними з аутригерами, і блокування механізму підвіски двома гідроциліндрами. Кран може працювати на аутригерах без переміщення опорних балок в умовах піднімання вантажу малої ваги.

Телелескопічна стріла крана складається з трьох секцій коробчастого перерізу – нерухомої зовнішньої основи, шарнірно прикріпленої до стояків поворотної платформи, і висувних середньої і верхньої секцій. На передньому кінці верхньої секції встановлено нерухомі блоки 3 вантажного поліспада для підймання-опускання гакової підвіски 2.

Телескопування стріли, тобто послідовний рух кожної секції стріли з нерухомої зовнішньої основи, виконується вмиканням довгоходових гідроциліндрів 4 подвійної дії і здійснюється в такій послідовності. Спочатку рухається середня секція, а після її зупинки починає рухатись остання секція і вони можуть працювати при русі з вантажем 4 т на довжину до 14,7 м, а з вантажем 2 т – на повну довжину 21,7 м. Зміна кута нахилу стріли забезпечується гідроциліндром 5. Стріла крана може бути обладнана подовжувачем 9 м і «гусаком» з допоміжною гаковою підвіскою.

Вантажна лебідка крана складається з регульованого аксіально-поршневого гідромотора 8, двоступінчастого циліндричного редуктора 10, барабана 9 і нормально замкненого стрічкового гальма 7 з гідророзмикачем, встановленим паралельно гідромотору. Регульований гідромотор вантажної лебідки дозволяє здійснювати прискорене підймання вантажу масою до 6 т зі швидкістю 18,2 м/хв, що вдвічі перевищує номінальну. Кран обладнаний допоміжною лебідкою, яка забезпечує функціонування гакової підвіски «гусака».

Робоче обладнання крана, яке спирається на ходову раму шасі за допомогою стандартного роликового опорно-поворотного кола (ОПК), змонтовано на поворотній платформі. Механізм повороту включає аксіально-поршневий гідромотор 6, двоступінчастий редуктор 13 і нормально замкнене колодкове гальмо 14 з гідророзмикачем. На вихідному валу редуктора закріплена шестірня 11, яка входить в зачеплення з зубчастим вінцем 12 ОПК. Гідравлічні двигуни кранових механізмів,

гідроциліндри виносних опор і механізм блокування ресор живляться від двох аксіально-поршневих насосів 16 і 17, функціонування яких здійснюється від дизеля 1 базової машини через коробку передач 18 і роздавальну коробку 15. При вимкнених насосах від роздавальної коробки приводиться в дію механізм пересування крана. Робоча рідина від насосів надходить по трубопроводах до гідроапаратури, що розташовується на поворотній платформі, через обертове з'єднання. Управління крановими механізмами здійснюється з кабіни машиніста за допомогою гідророзподільників. Робочі швидкості кранових механізмів регулюються зміною частоти обертання вала двигуна автомобіля (і, отже, вала гідронасосів) і за рахунок дроселювання потоків рідини, яка підводиться до гідравлічних двигунів. Основні технічні характеристики гідравлічного крана КС-45719-2 наведено нижче.

Вантажопідйомність максимальна, т.....	20
Довжина телескопічної стріли, м.....	9,7–21,7
Кількість секцій телескопічної стріли.....	3
Кратність поліспасти.....	6
Найбільша висота підймання гака основної/телескопічної стріли, м.....	10/21,8
Номінальна швидкість підймання (опускання) вантажу, м/с.....	0,2
Швидкість посадки вантажу, м/с.....	0,05
Швидкість руху телескопічної стріли, м/с.....	0,15
Максимальна частота обертання поворотної платформи, хв <sup>-1</sup> .....	2,2
Найбільша швидкість транспортна, км/год.....	70
Потужність двигуна, кВт.....	176
Габаритні розміри:	
довжина x ширина x висота, м.....	12 x 2,5 x 3,65
Маса автомобіля КрАЗ-65101, т.....	9,2
Маса крана, т.....	23,5
Тиск у гідросистемі крана, МПа.....	12–16.

Наприклад, якщо в якості прототипу задано автомобільний кран вантажопідйомністю 20 т, то для проектування подібного гідравлічного крана за конструктивним виконанням скористаємось розрахунковими залежностями, наведеними в

табл. 2.1, які дозволяють визначити основні початкові параметри, що позначаються так:

- $L_{co}$  - довжина основної стріли, м;
- $L_{cb}$  - довжина максимальної стріли, м;
- $Q_6$  - вантажопідйомність крана на мінімальному вильоті без установа влення виносних опор, т;
- $G$  - загальна маса крана, т;
- $q_c$  - маса погонного метра основної стріли, т/м;
- $q_n$  - маса гакової підвіски, т;
- $G_1$  - маса неповоротної частини крана, т;
- $G_2$  - маса поворотної платформи крана без урахування маси стріли, баласту і гакової підвіски, т;
- $G_n$  - маса противаги (баласту), т;
- $P_1$  - маса, яка діє на передню вісь (стріла повернута вперед/назад), т;
- $P_2$  - маса, яка діє на задню вісь (стріла повернута вперед/назад), т;
- $R_x$  - хвостовий радіус крана, м;
- $K_1$  - відстань між виносними опорами, м;
- $B_{тр}$  - база крана, м;
- $h_k$  - висота від поверхні землі до п'яти кріплення стріли, м;
- $r_1$  - відстань від осі обертання до п'яти кріплення стріли, м;
- $K_n$  - колія передніх коліс, м;
- $K_3$  - колія задніх коліс, м;
- $L$  - довжина крана транспортна, м;
- $B_t$  - ширина крана транспортна, м;
- $h$  - висота крана транспортна, м;
- $D_\phi$  - внутрішній (зовнішній) діаметр поршня гідроциліндра управління стрілою крана, мм;
- $n_{mn}$  - частота обертання поворотної платформи,  $хв^{-1}$ ;
- $n_{ec}$  - кількість висувних секцій телескопічної стріли;
- $N_{двк}$  - потужність первинного двигуна крана, кВт;
- $i_n$  - кратність вантажного поліспада;
- $P_n$  - тиск у гідросистемі крана, МПа.

За встановленими початковими даними може розпочинатись процес проектування всіх механізмів крана. За результатами розрахунків, за даною методологією, можна отримати показники



крана, який проектується відповідно до початкових параметрів або даних крана-прототипу.

### **2.3. Розрахунок і побудова вантажної характеристики стрілового крана при роботі основною стрілою**

Розрахунок і побудова вантажної характеристики крана ґрунтується на дотриманні особливої умови, а саме стійкості крана в робочому режимі, яка виражається рівнянням, представленим у «Правилах пристрою та безпечної експлуатації вантажопідійомних кранів» Держтехнагляду при функціонуванні крана в робочому режимі:

$$K = (M_{\text{ут.р}} - M_{\text{ст.о}}) / M_{\text{вн}} \geq 1,4, \quad (2.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт вантажної стійкості крана, приймається не менше 1,4;

$M_{\text{ут.р}}$  – розрахунковий момент, що діє в напрямку утримання крана від його перекидання, який створюється власною величиною складових маси крана (без урахування дії маси стрілового обладнання), відносно ребра перекидання;

$M_{\text{ст.о}}$ ,  $M_{\text{вн}}$  – розрахункові моменти, що діють у напрямку перекидання крана, які створюються під впливом маси основної стріли, вантажу і гакової підвіски, відносно ребра перекидання.

Дотримання умови (2.1) забезпечує надійну стійкість крана і недопущення його перекидання відносно деякої лінії-ребра.

Ребро перекидання – це умовна лінія, яка, за рис. 2.3, проходить по центру контакту обох виносних опор з площиною з боку розташування вантажу і представляється вона у вигляді точки, яка позначена буквою В. Одним із складових елементів загального робочого циклу крана є частка процесу управління основною або телескопічною стрілою крана, яка характеризується величиною зміни кута нахилу стріли і позначена на рис. 2.3 як  $\gamma_{\text{о(в)і}}$ , а довжина телескопічної стріли крана позначена як  $L_{\text{со(в)}}$ . Кут нахилу стріли може змінюватись у діапазоні від  $0^\circ$  до  $(75\dots85)^\circ$ , тобто від горизонтального до вертикального положення.

Подальше збільшення кута нахилу стріли  $\gamma_{o(b)i}$  обмежується умовою про недопущення контакту вантажу по корпусу крана при підйманні або опусканні вантажу з заданими габаритними розмірами, для яких проектується даний кран. Максимальна величина кута  $\gamma_{oi}^{\max}$  нахилу основної стріли визначається графічно або на основі розрахунку за формулою, рад,

$$\gamma_{oi}^{\max} = \arccos \cdot (\ell_T / L_{co}), \quad (2.2)$$

де  $L_{co}$  – довжина основної стріли мобільного крана, м;

$\ell_T$  – виліт стріли, м.

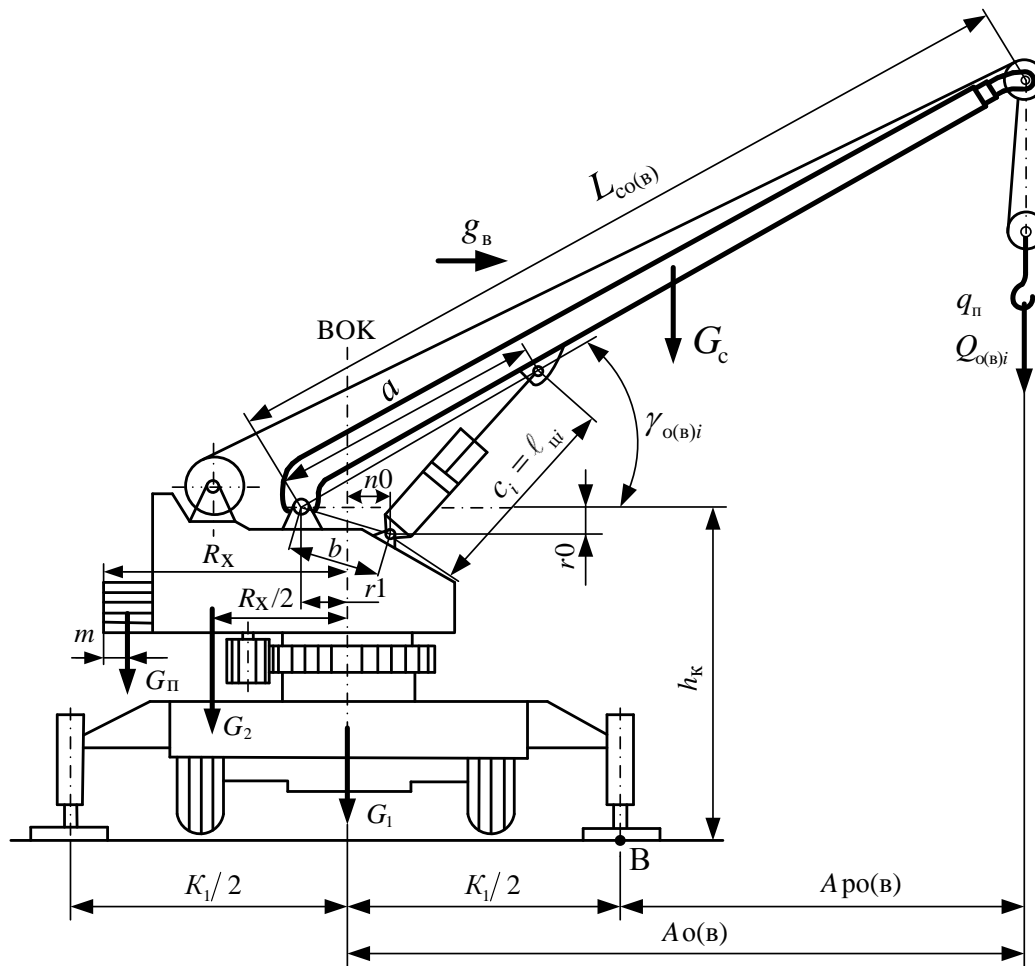


Рис. 2.3. Схема дії зовнішніх навантажень, що сприймає мобільний кран з телескопічною стрілою

Виліт стріли  $\ell_T$  впливає на рівень безпеки роботи крана і особливо на ймовірність удару вантажем по корпусу крана. Для

усунення цих недоліків величина вильоту стріли крана  $\ell_T$  встановлюється на підставі залежності, м,

$$\ell_T = r_1 + 0,5 K_1 + (0,6 \dots 2,6), \quad (2.3)$$

де  $r_1$  - параметр крана, що являє собою відстань від осі його обертання (ВОК) до п'яти кріплення стріли, м;

$K_1$  - відстань між виносними опорами крана (рис. 2.3), м.

За умови підймання максимальної ваги і зміни кута вильоту стріли від поточного  $\gamma_{o(B)i}$  до максимального значення  $\gamma_{oi}^{\max}$  необхідно встановити моменти  $M_{ст.о}$  і  $M_{вн}$ , що діють у напрямку перекидання крана, які визначаються за формулами, кНм,

$$M_{ст.о} = G_c \cdot (0,5 \cdot L_{co} \cdot \cos \gamma_{o(B)i} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g, \quad (2.4)$$

$$M_{вн} = (Q + q_{п}) \cdot (L_{co} \cdot \cos \gamma_{o(B)i} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g, \quad (2.5)$$

де  $G_c$  – маса стріли, т;

$Q$  – максимальна вантажопідйомність крана, т;

$q_{п}$  – маса гакової підвіски, т;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Маса основної стріли крана складає величину

$$G_c = L_{co} \cdot q_c, \quad (2.6)$$

де  $q_c$  – маса погонного метра основної стріли, т/м.

Момент  $M_{ут.н}$ , необхідний для утримання крана від перекидання при забезпеченні нормованого запасу стійкості, визначається за залежністю, кНм,

$$M_{ут.н} = K \cdot M_{вн} + |M_{ст.о}|. \quad (2.7)$$

Момент, який реально забезпечує утримання крана від перекидання, назвемо як розрахунковий  $M_{ут.р}$ , він створюється за рахунок дії власної маси (т) складових елементів крана, зокрема

дії маси неповоротної частини крана  $G_1$ , маси баласту (противаги)  $G_{\text{п}}$  і маси поворотної частини крана  $G_2$  (без урахування маси стрілового обладнання). Вказаний розрахунковий момент  $M_{\text{ут.р}}$  визначається теж відносно ребра перекидання, тобто лінії, яка проходить між двома виносними опорами з боку вантажу, що на рис. 2.3 позначена буквою В.

Даний момент  $M_{\text{ут.р}}$ , що забезпечує утримання крана від його перекидання, визначається за формулою, кНм,

$$M_{\text{ут.р}} = [G_1 \cdot (0,5 \cdot K_1 - t_1) + 0,5 \cdot G_2 \cdot (R_x + K_1) + G_{\text{п}} \cdot (R_x + 0,5 \cdot K_1 - m)] \cdot g, \quad (2.8)$$

де  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_{\text{п}}$  – маси відповідно неповоротної, поворотної частини крана (без урахування маси стріли, баласту і підвіски гака) і баласту (противаги) крана, т;

$t_1$  – геометричне зміщення центра маси неповоротної частини крана відносно осі його обертання (зазвичай  $t_1 = 0$ ), м;

$R_x$  – радіус хвостової частини крана, м;

$m$  – відстань від зовнішнього торця баласту до центра його маси, становить приблизно 0,25 ... 0,5 м.

Для визначення маси складових елементів крана, до яких належать неповоротна частина крана  $G_1$ , поворотна частина крана  $G_2$  (без урахування маси стріли, баласту та підвіски гака) і баласт  $G_{\text{п}}$ , скористаємось наведеними нижче залежностями.

Маса неповоротної частини крана  $G_1$  визначається як, т,

$$G_1 = G_x + G_{\text{опк}} + G_{\text{во}}, \quad (2.9)$$

де  $G_x$  – маса ходової частини для автомобільного крана являє собою масу автомобіля, т;

$G_{\text{опк}}$  – маса опорно-поворотного кола, т;

$G_{\text{во}}$  – маса виносних опор, т.

Наприклад, маса автомобіля КрАЗ-65101 визначається за паспортними даними і складає 9,2 т.

Маса опорно-поворотного кола  $G_{\text{опк}}$  складає, т,

$$G_{\text{опк}} = (0,05 \dots 0,1) \cdot Q. \quad (2.10)$$

Маса виносних опор  $G_{\text{во}}$  визначається за формулою, т,

$$G_{\text{во}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot G_x, \quad (2.11)$$

де  $G_x$  – маса неповоротної частини крана, т.

Загальна маса поворотної частини крана  $G_2^{\text{max}}$  з урахуванням маси стріли, баласту і гакової підвіски складає, т,

$$G_2^{\text{max}} = G - G_1, \quad (2.12)$$

де  $G$  – загальна маса крана (визначається за табл. 2.1 п. 4 або приймається за даними крана-прототипу), т.

Маса поворотної частини крана  $G_2$  без урахування маси баласту, стріли і гакової підвіски визначається за формулою, т,

$$G_2 = G_2^{\text{max}} - G_c - G_{\text{п}} - q_{\text{п}}, \quad (2.13)$$

де  $G_{\text{п}}$  – маса баласту крана (табл. 2.1 п. 8), т;

$q_{\text{п}}$  – маса гакової підвіски (табл. 2.1 п. 6), т.

На підставі складових елементів крана  $G_1$  (залежність (2.9)),  $G_2$  (залежність (2.13)), використовуючи дані  $G_{\text{п}}$ , визначається розрахунковий момент  $M_{\text{ут.р}}$  (залежність (2.8)), який забезпечує утримання крана від його перекидання.

За залежністю (2.7) визначається момент  $M_{\text{ут.н}}$ , який теж характеризує процес утримання крана від перекидання. Таким чином, для дотримання рекомендацій Держтехнагляду з метою усунення негативних наслідків від перекидання крана слід досягти стану, коли забезпечується умова

$$M_{\text{ут.р}} \geq M_{\text{ут.н}}. \quad (2.14)$$

На підставі залежності (2.7), у разі дотримання умови (2.14), визначається вантажна характеристика крана, тобто його вантажопідйомність, яка розраховується за формулою, т,

$$Q_{oi} = \frac{M_{\text{ут.р}} - G_c \cdot (0,5 \cdot L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g}{1,4 \cdot (L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g} - q_{\text{п}}. \quad (2.15)$$

Всі параметри, що входять до залежності (2.15), є сталими, крім поточної величини кута  $\gamma_{oi}$ , що характеризує собою його зміну від мінімального значення  $\gamma_{oi} = 0$  до максимальної величини  $\gamma_{oi}^{\text{max}}$  (залежність (2.2)), а вантажну характеристику крана можна представити у вигляді функції  $Q_{oi} = f(\gamma_{oi})$ .

Разом з тим, враховуючи те, що в знаменнику залежності (2.15) є складова  $L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1$ , яку можна представити у вигляді, м,

$$Aoi = L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi} - r_1, \quad (2.16)$$

$$Apoi = Aoi - 0,5 \cdot K_1, \quad (2.17)$$

вантажну характеристику крана можна відображувати у вигляді функцій  $Q_{oi} = f(Aoi)$  та  $Q_{oi} = f(Apoi)$ .

Для отримання результатів функцій  $Q_{oi} = f(\gamma_{oi})$ ,  $Q_{oi} = f(Aoi)$  та  $Q_{oi} = f(Apoi)$  і з урахуванням поточної величини кута  $\gamma_{oi}$ , що змінюється від значення  $\gamma_{oi} = 0$  до максимального  $\gamma_{oi}^{\text{max}}$ , слід задаватись таким значення кута, який зростає залежно від кількості інтервалів  $t_o$  і визначається як  $\Delta\gamma_{oi} = \gamma_{oi}^{\text{max}} / t_o$ . Отримані результати з урахуванням виразів (2.16) і (2.17) можна представити у вигляді табл. 2.2

Таблиця 2.2

Вантажопідйомність крана при роботі основною стрілою

Величина поточного кута $\gamma_{io}$ , град (рад)	Виліт гака, м		Вантажопідйом- ність крана $Q_{oi}$ , Т,
	залежність (2.16)	залежність (2.17)	
$\gamma_{oi} = \gamma_{oi}^{\text{max}}$			
$\gamma_{oi} = \gamma_{oi}^{\text{max}} - \Delta\gamma_{oi}$			
$\gamma_{oi} = \gamma_{oi}^{\text{max}} - 2\Delta\gamma_{oi}$			
.....			
$\gamma_{oi} = \gamma_{oi}^{\text{max}} - t_o \Delta\gamma_{oi}$			

При доопрацюванні результатів, наведених у табл. 2.2, їх можна представити графічно у вигляді рис. 2.4.

## 2.4. Розрахунок і побудова вантажної характеристики стрілового крана при роботі телескопічною стрілою

Вантажна характеристика крана  $Q_{bi}$  при роботі з телескопічною стрілою визначається за формулою, т,

$$Q_{oi} = \frac{M_{\text{ут.п}} - G_c \cdot (0,5 \cdot L_{\text{св}} \cdot \cos \gamma_{bi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g}{1,4 \cdot (L_{\text{во}} \cdot \cos \gamma_{oi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot g} - q_{\text{п}}, \quad (2.18)$$

де  $L_{\text{св}}$  – максимальна довжина телескопічної стріли крана, м;

$\gamma_{bi}$  – поточна величини кута, що характеризує собою зміну нахилу основної стріли відносно горизонталі і змінюється від мінімального значення  $\gamma_{bi} = 0$  до максимальної величини  $\gamma_{bi}^{\text{max}}$ .

При забезпеченні максимальної довжини телескопічної стріли величина кута нахилу  $\gamma_{bi}^{\text{max}}$  визначається як, рад,

$$\gamma_{bi}^{\text{max}} = \arccos(\ell_{\text{т}} / L_{\text{св}}), \quad (2.19)$$

де  $\ell_{\text{т}}$  – параметр, що визначається за виразом (2.3).

Слід зазначити, що величина кута нахилу за залежністю (2.19) для телескопічної стріли максимальної довжини відрізняється від величини кута нахилу основної стріли крана, за виразом (2.2), і при цьому  $\gamma_{bi}^{\text{max}} > \gamma_{oi}^{\text{max}}$ . Однак кран реально може функціонувати при дотриманні, як правило, одного зі значень максимального кута нахилу стріли.

Всі параметри, що входять до залежності (2.18), є також сталими, крім поточної величини кута  $\gamma_{bi}$ , що характеризує собою його зміну від мінімального значення  $\gamma_{bi} = 0$  до максимальної величини  $\gamma_{bi}^{\text{max}}$  (залежність (2.19)), а вантажну характеристику крана можна представити у вигляді функції  $Q_{bi} = f(\gamma_{bi})$ . Враховуючи те, що в знаменнику залежності (2.18) є

складова  $L_{cb} \cdot \cos \gamma_{bi} - r_1 - 0,5 \cdot K_1$ , то її можна представити у вигляді, м,

$$A_{bi} = L_{cb} \cdot \cos \gamma_{bi} - r_1, \quad (2.20)$$

$$A_{рbi} = A_{bi} - 0,5 \cdot K_1. \quad (2.21)$$

З урахуванням цього вантажну характеристику крана можна відображувати у вигляді функцій  $Q_{bi} = f(A_{bi})$  та  $Q_{рbi} = f(A_{рbi})$ .

Для отримання результатів функцій  $Q_{bi} = f(\gamma_{bi})$ ,  $Q_{bi} = f(A_{bi})$  і  $Q_{рbi} = f(A_{рbi})$  та з урахуванням поточної величини кута  $\gamma_{bi}$ , що змінюється від значення  $\gamma_{oi} = 0$  до максимального  $\gamma_{bi}^{\max}$ , слід задаватись таким значення кута, який зростає залежно від кількості інтервалів  $t_0$  і визначається як  $\Delta\gamma_{bi} = \gamma_{os}^{\max} / t_0$ . Отримані результати з урахуванням виразів (2.20) і (2.21) можна представити у вигляді табл. 2.3 та при додатковому доопрацюванні цих результатів їх можна представити графічно у вигляді рис. 2.4.

Таблиця 2.3

Вантажопідйомність крана при роботі з телескопічною стрілою при роботі з максимальною довжиною

Величина поточного кута $\gamma_{io}$ , град (рад)	Виліт гака, м		Вантажопідйом- ність крана $Q_{bi}$ , т
	залежність (2.20)	залежність (2.21)	
$\gamma_{bi} = \gamma_{bi}^{\max}$			
$\gamma_{bi} = \gamma_{bi}^{\max} - \Delta\gamma_{bi}$			
$\gamma_{bi} = \gamma_{bi}^{\max} - 2 \cdot \Delta\gamma_{bi}$			
.....			
$\gamma_{bi} = \gamma_{bi}^{\max} - t_b \cdot \Delta\gamma_{bi}$			

На підставі табл. 2.2 і 2.3 можна представити закономірності зміни вантажопідйомності крана відносно величини кута нахилу основної стріли  $Q_{oi} = f(\gamma_{oi})$  і телескопічної стріли  $Q_{bi} = f(\gamma_{bi})$  крана, також відносно осі обертання крана для



основної стріли  $Q_{oi} = f(Aoi)$  і телескопічної стріли  $Q_{ei} = f(Avi)$  крана та відносно ребра перекидання для основної стріли  $Q_{oi} = f(Aroi)$  і телескопічної стріли  $Q_{vi} = f(Arvi)$  крана.

На рис. 2.4 наведено вантажні характеристики крана-прототипу, які отримано відносно осі обертання крана для основної стріли і при телескопуванні двох секцій стріли.

За результатами, наведеними на рис. 2.4, можна зробити висновок, що процес підймання вантажу при збільшенні вильоту гака за рахунок процесу телескопування секцій стріли крана вантажопідйомність його зменшується, а робочий діапазон обслуговування крана з переміщення вантажу зростає. При цьому відстань до конструктивних елементів крана відносно вантажу теж збільшується за рахунок телескопування секцій стріли крана.

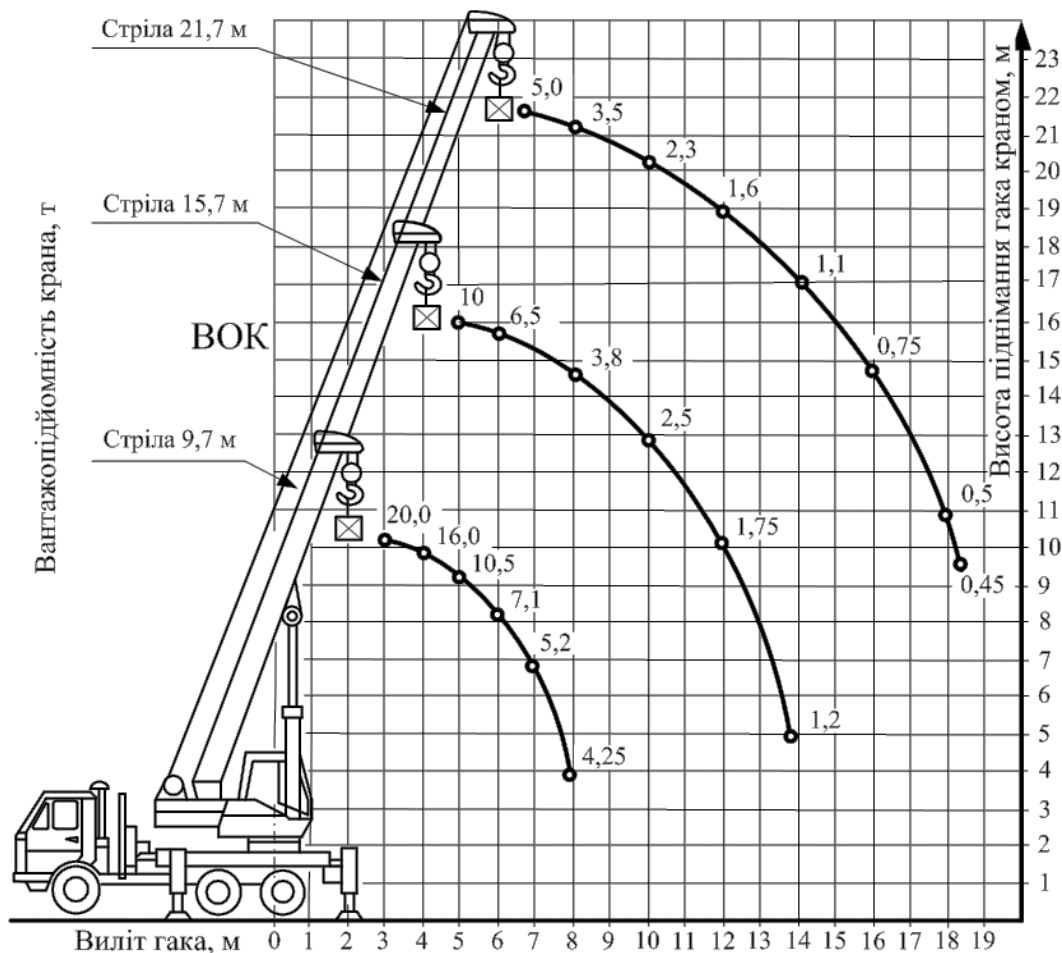


Рис. 2.4. Вантажні характеристики крана-прототипу

Крім того, з аналізу рис. 2.4 можна зробити висновок, що кут зміни нахилу стріли (залежності (2.16), (2.17), (2.20) і (2.21))

при зміні положення штока гідроциліндра при підйманні стріли і вантажу сумісно відносно початкового (горизонтального положення стріли крана) складає для гідроциліндра приблизно  $10^{\circ}$ ... $25^{\circ}$  до величини кута нахилу гідроциліндра близького до  $90^{\circ}$ , а іноді і більше. Разом з тим кут нахилу стріли крана відносно горизонталі не перевищує  $75^{\circ}$ ... $80^{\circ}$  і обумовлено це безпекою перекидання крана та його конструкцією.

### ***Контрольні питання***

1. Назвіть головний параметр, що визначає початкові дані, необхідні для проектування вантажопідйомних кранів.
2. Яку функцію виконує гідрокінематична схема стрілового крана в процесі проектування окремих його механізмів?
3. Яку функцію виконує в процесі проектування окремих механізмів загальний вигляд крана?
4. Назвіть основні параметри (не менше десяти), які необхідні для проектування вантажопідйомних кранів.
5. Назвіть основні механізми, що розташовуються на поворотній частині крана.
6. Яку функцію виконує вантажна характеристика стрілового крана?
7. Назвіть мінімальну величину коефіцієнта вантажної стійкості крана.
8. Назвіть складові моменту, що діють у напрямку утримання стрілового крана від його перекидання.
9. Назвіть складові моменту, що діють у напрямку перекидання стрілового крана.
10. Назвіть зовнішні навантаження, які сприймає стріловий мобільний кран.
11. Сформулюйте сутність розрахунку вантажної характеристики крана при роботі з основною стрілою.
12. Сформулюйте сутність розрахунку вантажної характеристики крана при роботі зі стрілою при телескопуванні окремих її секцій.
13. Який параметр відображується по вертикалі, а який по горизонталі при побудові вантажної характеристики крана?

### **3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОЦИЛІНДРА МЕХАНІЗМУ УПРАВЛІННЯ ЗМІНОЮ ВИЛЬОТУ СТІЛИ МОБІЛЬНОГО КРАНА**

#### **3.1. Загальна методологія проектування гідроциліндра механізму зміни вильоту стріли мобільного крана**

Система управління стрілою крана в узагальненому (спрощеному) вигляді складається з корпусу крана, стріли та гідроциліндра (двох гідроциліндрів), що приводяться в дію спеціально спроектованою гідросистемою, яка зараз не розглядається.

У даному підрозділі представлена методологія визначення параметрів гідроциліндра(-ів), який забезпечуватиме управління зміною кута нахилу стріли в діапазоні від мінімального значення, що складає  $\gamma_{o(B)i} = 0^\circ$ , до максимального значення  $\gamma_{o(B)i}^{\max}$ , що складає  $65^\circ \dots 75^\circ$ , яка базується на дослідженнях [6, 7].

Забезпечення якісного функціонування гідроциліндра досягається, коли його параметри, тобто діаметр поршня, штока та хід штока, відповідають таким значенням, які є близькими до раціональних (оптимальних) з урахуванням процесу розрахунку координат з'єднання гідроциліндра зі стрілою і корпусом поворотної платформи крана.

При проектуванні системи управління стрілою гідрофікованого крана необхідно враховувати ряд додаткових умов, які суттєво впливають на величину зусилля, що сприймає гідроциліндр(-ри) стріли.

До додаткових умов відносять напрямок вітру, який діє на стрілу крана, і вантаж, що призводить до зростання величини зусилля  $R_{цi}$ , яке при зміні вильоту стріли крана сприйматиме шток гідроциліндра.

#### **3.2. Розрахункові схеми механізму управління зміною вильоту при роботі основною і телескопічною стрілою крана**

Для розрахунку величини зусилля  $R_{цi}$ , що сприймає шток гідроциліндра, необхідно прийняти такі початкові (вхідні) дані:

– маса вантажу  $Q_{oi}$ ,  $Q_{vi}$ , маса гакової підвіски  $q_n$ , маса стріли  $G_c$ , їх площі та параметри центра цих площин;

– параметри вітрового навантаження  $g_b$ .

Крім того, слід представити розрахункові схеми з'єднання стріли через її шарнір до поворотної частини крана, а через шарніри гідроциліндра до їх спільного з'єднання, тобто до стріли і корпусу поворотної частини крана, які забезпечують зміну вильоту телескопічної стріли крана.

Розрахункові схеми, які відображують процес змін вильоту основної і телескопічної стріли, показано на рис. 3.1, 3.2 і 3.3.

За результатами дії зусилля  $R_{цi}$ , що сприймає шток гідроциліндра, і дії величини тиску рідини в робочій порожнині гідроциліндра (приймається за даними крана-прототипу чи насоса) визначаються конструктивні параметри гідроциліндра, до яких належать діаметри поршня  $D$  і штока  $d$  та хід штока гідроциліндра  $c_i$ , які забезпечують зміну кута нахилу стріли крана в діапазоні значень від  $\gamma_{o(b)i} = 0$  до максимального значення  $\gamma_{o(b)i}^{\max}$ . Такий діапазон зміни кута нахилу стріли крана створюється за рахунок визначення раціональних (оптимальних) параметрів кріплення гідроциліндра до стріли крана (параметр  $a$ ) або встановлення необхідних значень параметрів  $r_1$ ,  $r_0$ ,  $n_0$ ,  $c_i$ , на підставі яких забезпечується з'єднання гідроциліндра зі стрілою і спільно їх з корпусом поворотної частини крана. У такій постановці задача визначення раціональних параметрів гідроциліндра є досить складною.

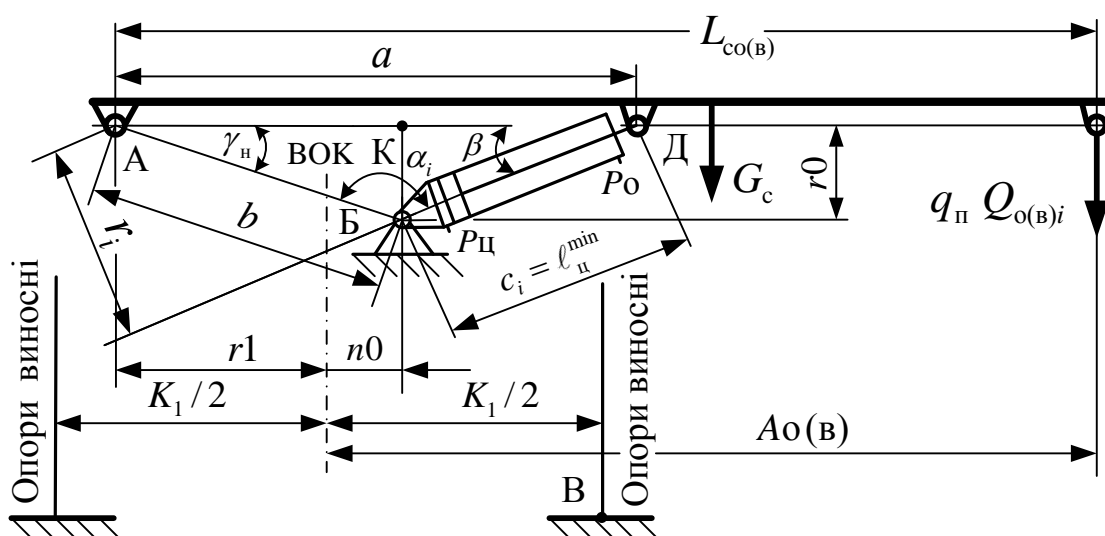


Рис. 3.1. Розрахункова схема механізму зміни вильоту стріли мобільного крана в початковому положенні гідроциліндра

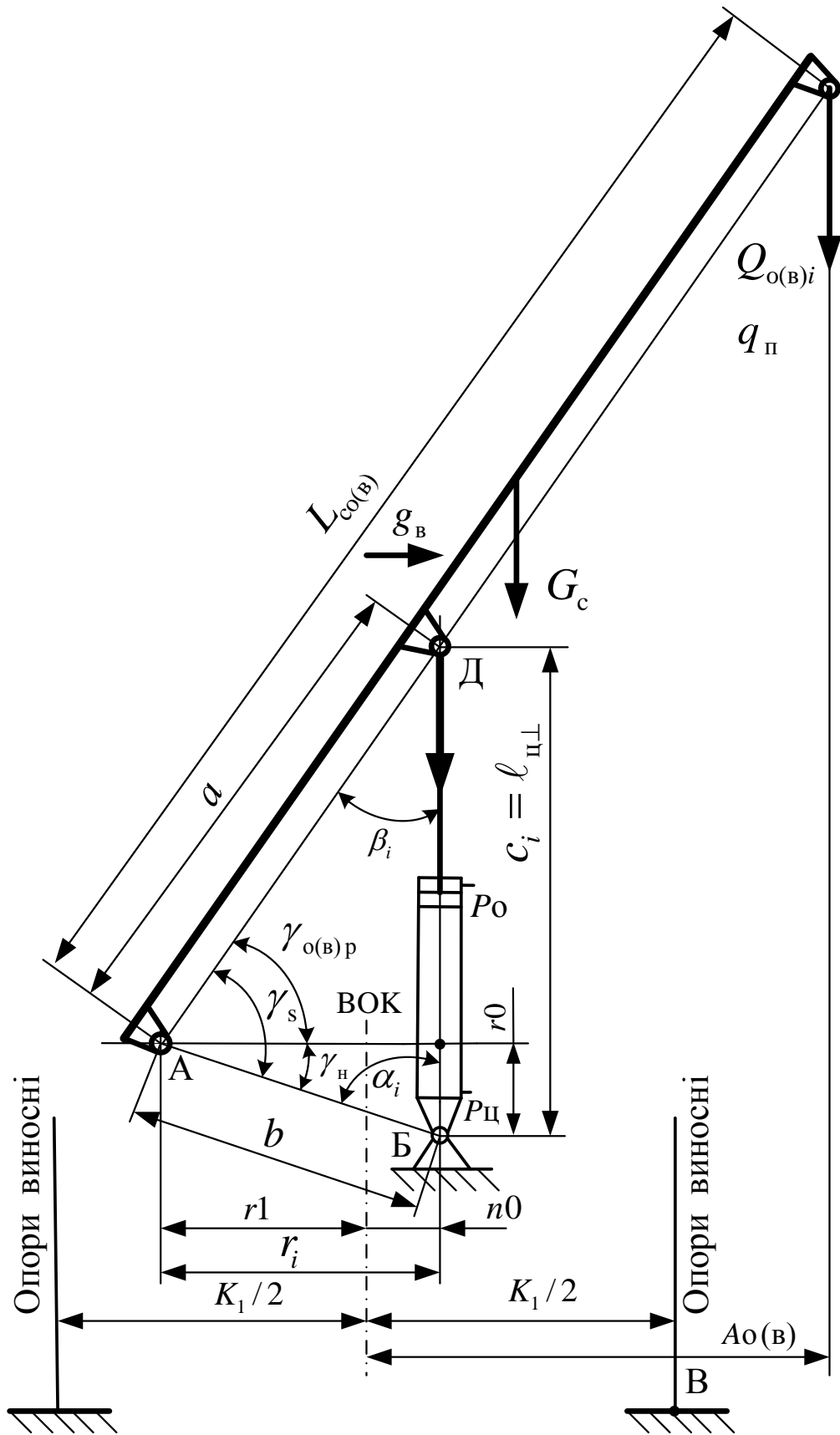


Рис. 3.2. Розрахункова схема механізму зміни вильоту стріли мобільного крана в стані вертикального положення гідроциліндра

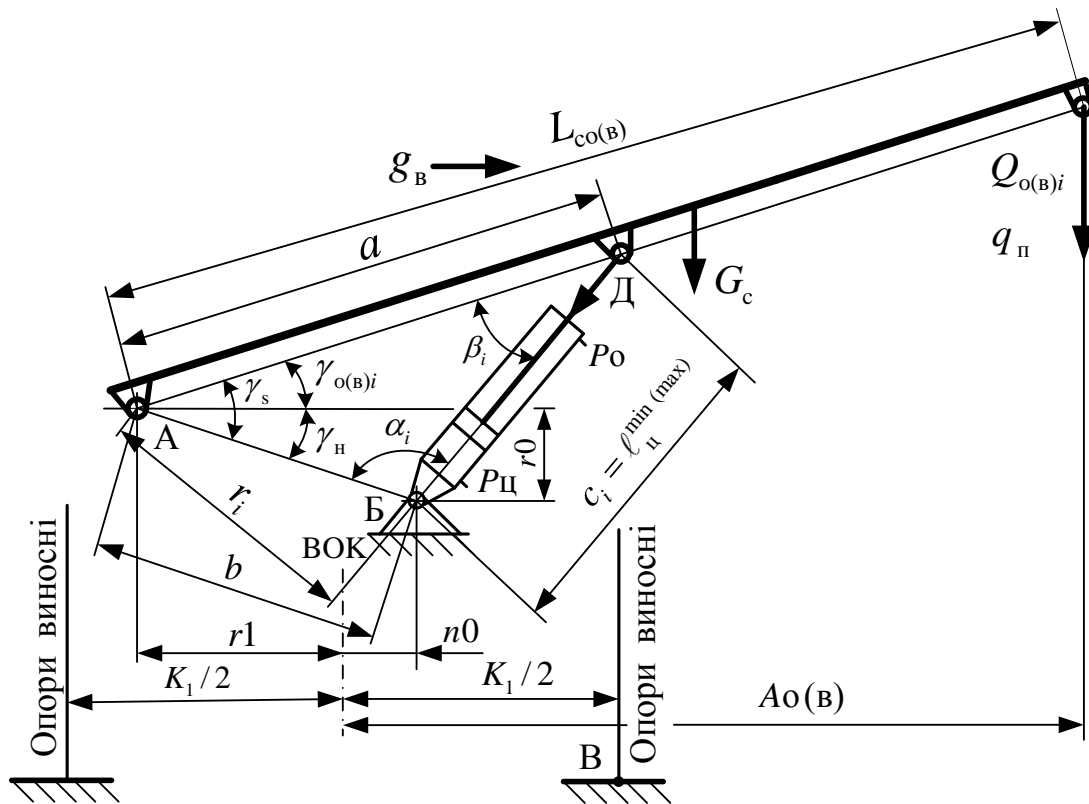


Рис. 3.3. Розрахункова схема механізму зміни вильоту стріли мобільного крана в стані проміжного положення гідроциліндра

Можна стверджувати, що, залежно від підходу до проектування механізму управління вильотом стріли крана, розв'язання задачі може бути як спрощеним, так і складним [6, 7].

### 3.3. Визначення силових параметрів у системі механізму управління зміною вильоту телескопічної стріли крана

При функціонуванні механізму управління стрілою крана в ідеальних умовах створюється умовна рівновага зустрічно направлених моментів від дії різних зусиль відносно загальної точки дії цих зусиль.

Зокрема рівновага стріли крана відносно поворотної платформи визначається відносно особливої точки. Цією точкою є вісь шарніра А, у якому забезпечується з'єднання стріли з корпусом поворотної платформи крана (рис. 3.1, 3.2 і 3.3). Відносно даного шарніра виникає рівновага між моментом, що створюється від дії зусилля штока гідроциліндра  $R_{ц_i}$ , і плечем  $r_i$

дії цього зусилля. Створюваний цим зусиллям момент направлений на утримання стріли в заданому положенні. Разом з тим одночасно з наведеним моментом стріла сприймає ряд протилежно направлених моментів, що створюються від дії маси (ваги) стріли, вантажу, гакової підвіски та дії сили вітру на стрілу і вантаж, які виникають відносно того самого шарніра А.

Рівновага протилежно направлених моментів, які сприймає стріла самохідного крана в ідеальних умовах його роботи, представляється у вигляді рівняння

$$R_{\psi_i} \cdot r_i = M_{\text{вкц}_i} + M_{\text{сц}_i} + M_{\text{вц}_i}, \quad (3.1)$$

де  $r_i$  – величина перпендикуляра, що являє собою найкоротшу відстань між напрямком дії сили  $R_{\psi_i}$ , кН, до точки А з'єднання стріли з поворотною частиною крана, м;

$M_{\text{вкц}_i}$  – величина моменту, що сприймає гідроциліндр від дії маси (ваги) вантажу і гакової підвіски, кНм;

$M_{\text{сц}_i}$  – величина моменту, що сприймає гідроциліндр від дії маси (ваги) стріли крана, кНм;

$M_{\text{вц}_i}$  – величина моменту, що сприймає гідроциліндр від дії сили вітру на стрілу крана і вантаж, кНм.

Для реальних умов функціонування механізму управління вильотом стріли самохідного крана наведена вище рівновага моментів матиме вигляд

$$R_{\psi_i} \cdot r_i \cdot \eta_{\text{мс}} \cdot \eta_{\text{ц}} = M_{\text{вкц}_i} + M_{\text{сц}_i} + M_{\text{вц}_i}, \quad (3.2)$$

де  $\eta_{\text{мс}}$ ,  $\eta_{\text{ц}}$  – ККД шарнірних з'єднань механізму управління вильотом стріли самохідного крана та ККД гідроциліндра (гідроциліндрів) цього механізму відповідно.

На стадії проектування механізму управління вильотом стріли самохідного крана величиною ККД шарнірних з'єднань і гідроциліндра слід задатись відомими величинами, наведеними за дод. 19.

На підставі наведеної вище залежності величина реального зусилля, що діятиме на шток гідроциліндра, визначатиметься за формулою, кН,

$$R\mu_i = \frac{M_{ВКЦ}_i + M_{СЦ}_i + M_{ВЦ}_i}{r_i \cdot \eta_{МС} \cdot \eta_{Ц}}. \quad (3.3)$$

Величина моменту, що сприймає шток гідроциліндра від дії маси (ваги) вантажу та гакової підвіски, визначається за формулою, кНм,

$$M_{ВКЦ}_i = (Q_{o(\epsilon)_i} + q_{П}) \cdot L_{co(B)} \cdot \cos \gamma_{o(B)_i} \cdot g, \quad (3.4)$$

де  $L_{co(B)}$  – довжина основної або при телескопуванні стріли, м;

$\gamma_{o(B)_i}$  – поточний кут зміни вильоту для основної і при телескопуванні стріли крана.

Момент  $M_{СЦ}_i$ , що сприймає шток гідроциліндра від дії маси (ваги) стріли крана, складає, кНм,

$$M_{СЦ}_i = 0,5 \cdot G_c \cdot L_{co(B)} \cdot \cos \gamma_{o(B)_i} \cdot g, \quad (3.5)$$

де  $G_c$  – маса стріли крана, т.

Величина моменту, що сприймає шток гідроциліндра від дії вітру на стрілу крана і вантаж, визначається за залежністю, кНм,

$$M_{ВЦ}_i = F_B \cdot g_B \cdot k_B \cdot c_B \cdot L_{co(B)} \cdot \sin \gamma_{o(B)_i} + \\ + 0,5 \cdot h_{cm} \cdot g_B \cdot k_c \cdot c_c \cdot L_{co(B)}^2 \cdot \sin \gamma_{o(B)_i}, \quad (3.6)$$

де  $F_B$  – площа вантажу, приймається за роботою [5] (табл. 3.1), м<sup>2</sup>;

$g_B$  – динамічний тиск вітру (приймається 0,125 кПа);

$k_B$  – коефіцієнт, що враховує зростання швидкісного напору вітру від висоти розташування вантажу (табл. 3.2 (умовно приймається, що положення вантажу розташовано біля оголовка стріли)) [5];

$k_c$  – коефіцієнт, що враховує зростання швидкісного напору вітру залежно від висоти розташування стріли над поверхнею землі [5] (табл. 3.2);

$c_B, c_c$  – аеродинамічні коефіцієнти для вантажу і коробчастих конструкцій, якими є телескопічні стріли, приймають 1,2;



$h_{cm}$  – довжина в основі поперечного перерізу основної стріли самохідного крана, приймається за довідковими даними крана-прототипу, м.

Таблиця 3.1

Приблизні значення вітрової площини вантажу

$Q, \text{т}$	1	2	5	10	16	20	25	40	50	63	80	100
$F_B, \text{м}^2$	2,8	4	7,1	10	14	16	18	22	25	28	32	36

Таблиця 3.2

Залежність коефіцієнтів  $k_B$  і  $k_C$  від висоти розташування вантажу та елементів конструкцій крана над рівнем землі

Висота, м	До 10	10...20	20...40	40...60	60...100	100..200	350 і більше
$k_B$	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

Для визначення зусилля, що сприймає шток гідроциліндра, потрібно встановлення параметра  $r_i$ .

Величина параметра  $r_i$  у загальному вигляді (рис. 3.3) визначається за формулою, м,

$$r_i = b \cdot \sin \alpha_i, \quad (3.7)$$

де  $\alpha_i$  – поточна величина кута, що визначається між двома лініями, перша з них з'єднує шарнір А з шарніром Б (лінія  $b$ ), а друга проходить по осі симетрії гідроциліндра і з'єднує шарнір Б з шарніром Д (рис. 3.3).

Кут  $\alpha_i$  визначається при розгляді трикутника АБД на основі використання теореми косинусів, рад,

$$\alpha_i = \arccos\left(\frac{(b^2 + c_i^2 - a^2)}{(2 \cdot b \cdot c_i)}\right), \quad (3.8)$$

де  $b$  – незмінна і найкоротша довжина між шарнірами А і Б, завдяки яким (рис. 3.1, 3.2 і 3.3) забезпечується з'єднання стріли і гідроциліндра з поворотною платформою крана, м;

$c_i$  – поточна довжина гідроциліндра, що характеризує відстань між шарнірами Б і Д, яка змінюється за рахунок руху поршня і штока в гільзі гідроциліндра, м;

$a$  – незмінна довжина між шарнірами А і Д, завдяки яким, за рис. 3.1, 3.2 і 3.3, забезпечується з'єднання стріли з поворотною частиною крана, а штока гідроциліндра зі стрілою мобільного крана, м.

Поточна величина  $c_i$  змінюється в діапазоні значень від  $\ell_{ц}^{\min}$  (рис. 3.1) до величини  $\ell_{ц}^{\max}$  (рис. 3.2) і проміжного положення  $\ell_{цi}$  (рис. 3.3) за умови підймання стріли з горизонтального положення до максимально допустимого нахилу стріли шляхом зміни кута нахилу стріли крана в діапазоні значень від  $\gamma_{o(b)i} = 0$  до максимального значення  $\gamma_{o(b)i}^{\max}$ .

Складові рівняння (3.8), а саме  $c_i$ ,  $b$  і  $a$ , створюють трикутник АБД з відповідними довжинами його сторін, і кути  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\gamma_H$ ,  $\gamma_{o(b)i}$  та  $\gamma_{o(b)i}^{\max}$  є предметом проектування механізму управління вильотом телескопічної стріли мобільного крана.

Так, для визначення поточної величини кута  $\alpha_i$  необхідно попередньо встановити довжини всіх сторін трикутника АБД, тобто сталих  $a$  і  $b$ , і поточну величину параметра  $c_i$ .

Параметр  $b$  складає величину, м,

$$b = \sqrt{(r1 + n0)^2 + r0^2}, \quad (3.9)$$

де  $r1$  – відстань від осі обертання до п'яти кріплення стріли, приймається за табл. 2.1, м;

$r0$ ,  $n0$  – конструктивні параметри, завдяки яким забезпечується з'єднання гідроциліндра і стріли з поворотною платформою крана, які приймаються на підставі даних крана-прототипу (рис. 3.1, 3.2 і 3.3), м.

Поточна довжина гідроциліндра  $c_i$  вимірюється відстанню між шарнірами гідроциліндра, позначеними точками Б і Д, яка змінюється від мінімальної величини, позначеної як  $\ell_{ц}^{\min}$ , до

максимальної величини, позначеної як  $\ell_{\text{ц}}^{\max}$ , і визначається на основі теореми косинусів за формулою, м,

$$c_i = \ell_{\text{ц}i} = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos(\gamma_{\text{н}} + \gamma_{\text{о(в)}i})}, \quad (3.10)$$

де  $\gamma_{\text{н}}$  – початкова величина кута, що визначається між двома лініями: перша, що з'єднує шарнір А з шарніром Б, а друга лінія є горизонталлю.

З наведеного вище відомо, що  $\gamma_{\text{о(в)}i}$  – це поточна величина кута, що характеризує процес зміни положення стріли за рахунок руху штока гідроциліндра від  $\ell_{\text{ц}}^{\min}$  до величини  $\ell_{\text{ц}}^{\max}$ . При цьому слід зазначити, що в процесі руху штока гідроциліндра від  $\ell_{\text{ц}}^{\min}$  до величини  $\ell_{\text{ц}}^{\max}$  це призводить до зміни положення стріли від положення близького до горизонтального, що характеризується кутом  $\gamma_{\text{о(в)}i} = 0$ , до максимальної величини, яка характеризується значенням  $\gamma_{\text{о(в)}i}^{\max}$ .

Змінна величина кута  $\gamma_{\text{о(в)}i}$  може бути прийнята в якості початкового (вхідного) параметра, яким слід задаватись з покроковим його збільшенням. За рис. 3.1, початкове значення кута  $\gamma_{\text{н}}$  складає величину, рад,

$$\gamma_{\text{н}} = \arctan(r_0 / (r_1 + n_0)). \quad (3.11)$$

Для визначення параметра  $r_i$  необхідно за наведеними вище формулами встановити  $\gamma_{\text{н}}$ ,  $b$ ,  $\alpha_i$  та задатись величиною кута  $\gamma_{\text{о(в)}i}$ , що змінюється від  $\gamma_{\text{о(в)}i} = 0$  до максимальної величини,  $\gamma_{\text{о(в)}i}^{\max}$ , як вхідним параметром механізму управління стрілою крана, але для цього слід попередньо визначити параметри  $a$  і  $c_i$ .

З цього випливає, що без знання параметрів  $a$  і  $c_i$  неможливо розрахувати поточну величину параметра  $r_i$  і відповідно встановити поточну величину зусилля, що сприймає шток гідроциліндра  $Ru_i$ . Для визначення параметра  $r_i$  скористаємось особливим підходом, характерним при підйманні стріли крана (рис. 3.2), при якому гідроциліндр становиться

практично у вертикальне положення і сприймає при цьому можливо максимальне навантаження, а нахил стріли крана по куту  $\gamma_{o(B)i}$  займає деяке значення, яке умовно можна прийняти як  $\gamma_{o(B)p}$ . Згідно з цим параметр  $r_i$  стає автоматично відомим і на підставі цього відпадає необхідність у встановленні значення параметрів  $a$  і  $c_i$ . Скориставшись цим, як випадковий стан, параметр  $r_i$  для такого положення стріли можна визначати як, м,

$$r_i = r1 + n0. \quad (3.12)$$

Для визначення параметра  $r_i$ , що характеризує собою зміну свого стану при будь-якому проміжному положенні стріли крана, необхідно скористатись залежністю (3.7) з підстановкою таких параметрів, як  $\alpha_i$ ,  $b$ ,  $c_i$ , і  $\gamma_n$ , які представляються формулами (3.8), (3.9), (3.10) і (3.11) і покроковим збільшенням кута  $\gamma_{o(B)i}$  на 10 град відносно  $\gamma_n$ , і в результаті нескладних перетворень залежність (3.7) набуде вигляду, м,

$$r_i = \frac{a \cdot b \cdot \sin(\gamma_n + \gamma_{o(B)i})}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\gamma_n + \gamma_{o(B)i})}}. \quad (3.13)$$

За результатами визначення поточних величин моментів  $M_{вкц_i}$ ,  $M_{сц_i}$ ,  $M_{вц_i}$  за формулами (3.4), (3.5) і (3.6) і параметра  $r_i$  за формулою (3.13) є можливим розрахунок поточних значень величини зусилля  $Ru_i$  за формулою (3.3).

Покрокове збільшення кута  $\gamma_{oi}$  нахилу стріли при роботі основної стріли і при телескопуванні  $\gamma_{vi}$  всіх секцій стріли крана дозволяє представити розрахунки у вигляді табл. 3.3 і 3.4.

Результати розрахунків величини зусилля  $Ru_i$ , що сприймає шток гідроциліндра механізму управління вильотом стріли самохідного крана, є початковими даними для проектування гідроциліндра і гідравлічної системи цього механізму.

Таблиця 3.3

Навантаження циліндра при роботі основною стрілою крана

$\gamma_{oi}$ , град	0	10	20	30	40	50	60	70	75(80)
$M_{вкц_i}$ , кНм									
$M_{сц_i}$ , кНм									
$M_{вц_i}$ , кНм									
$r_i$ , м									
$Ru_i$ , кН									

Таблиця 3.4

Навантаження циліндра при телескопуванні всіх секцій стріли

$\gamma_{vi}$ , град	0	10	20	30	40	50	60	70	75(80)
$M_{вкц_i}$ , кНм									
$M_{сц_i}$ , кНм									
$M_{вц_i}$ , кНм									
$r_i$ , м									
$Ru_i$ , кН									

### 3.4. Визначення конструктивних параметрів гідроциліндра механізму зміни вильоту телескопічної стріли крана

Основним елементом, з якого розпочинається процес проектування механізму управління зміною вильоту стріли в режимі роботи основною і телескопічною стрілами крана, є гідроциліндр.

Для проектування цього механізму використовують масив розрахункових зусиль  $Ru_i$ , що сприймає шток гідроциліндра чи гідроциліндрів, якщо їх два, тобто  $z = 2$ , і приймають як відомий параметр – рівень тиску рідини  $P_n$ , який створюється в гідросистемі крана насосом у сталому режимі роботи.

Величина тиску рідини приймається на підставі даних крана-прототипу або за паспортними даними насоса, прийнятого для роботи в складі крана, що проектується.

Із масиву розрахункових зусиль  $Ru_i$  (табл. 3.2 і 3.3) вибирається найбільше значення, яке сприймається гідроциліндром (чи гідроциліндрами) і, прийнявши відповідний рівень дії тиску рідини в гідросистемі стрілового крана і величину гідромеханічного ККД, можна [8] з достатньою точністю визначити розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра  $D_p$  за залежністю, мм,

$$D_p = \sqrt{\frac{4000 \cdot Ru_i}{P_H \cdot \eta_{гмц} \cdot z}}, \quad (3.14)$$

де  $P_H$  – тиск рідини, що діє на виході насоса гідросистеми стрілового крана, МПа;

$\eta_{гмц}$  – гідромеханічний ККД гідроциліндра (гідроциліндрів);

$z$  – кількість гідроциліндрів, що паралельно працюють.

Розрахункове значення діаметра поршня гідроциліндра  $D_p$  слід змінити найбільш близьким більшим або меншим до величини з основного стандартизованого ряду 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм або додаткового ряду 56, 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 360, 450, 560 мм і замінити  $D_p$  позначенням  $D$ .

Розглянемо два можливих варіанти визначення конструктивної довжини ходу штока гідроциліндра механізму управління стрілою крана.

За перший варіант приймемо підхід, за яким діаметр поршня гідроциліндра  $D$  визначається за наведеною вище формулою.

Другим варіантом проектування механізму управління стрілою крана може бути такий, коли діаметр поршня гідроциліндра  $D$  та хід його штока є відомими величинами.

Наприклад, за даними крана-прототипу всі необхідні параметри гідроциліндра наведено на рис. 3.4.

Підхід проектування за другим варіантом можливий, але користування ним для реалізації самохідного стрілового крана з заданими параметрами має додаткові ускладнення процесу проектування крана.

Тому в подальшому розглядається перший варіант визначення всіх параметрів гідроциліндра (чи гідроциліндрів) механізму управління вильотом стріли самохідного крана.

За результатами встановлення стандартизованої величини діаметра поршня  $D$  гідроциліндра (чи гідроциліндрів) визначаються такі його параметри, м:

- довжина гідроциліндра, яка визначається в стані завершення повного ходу штока  $\ell_{ци}^{\max}$ ;
- довжина гідроциліндра, яка визначається в стані до здійснення початкового руху штока  $\ell_{ц}^{\min}$ ;
- величина ходу штока  $\ell_{цхм}$  гідроциліндра.

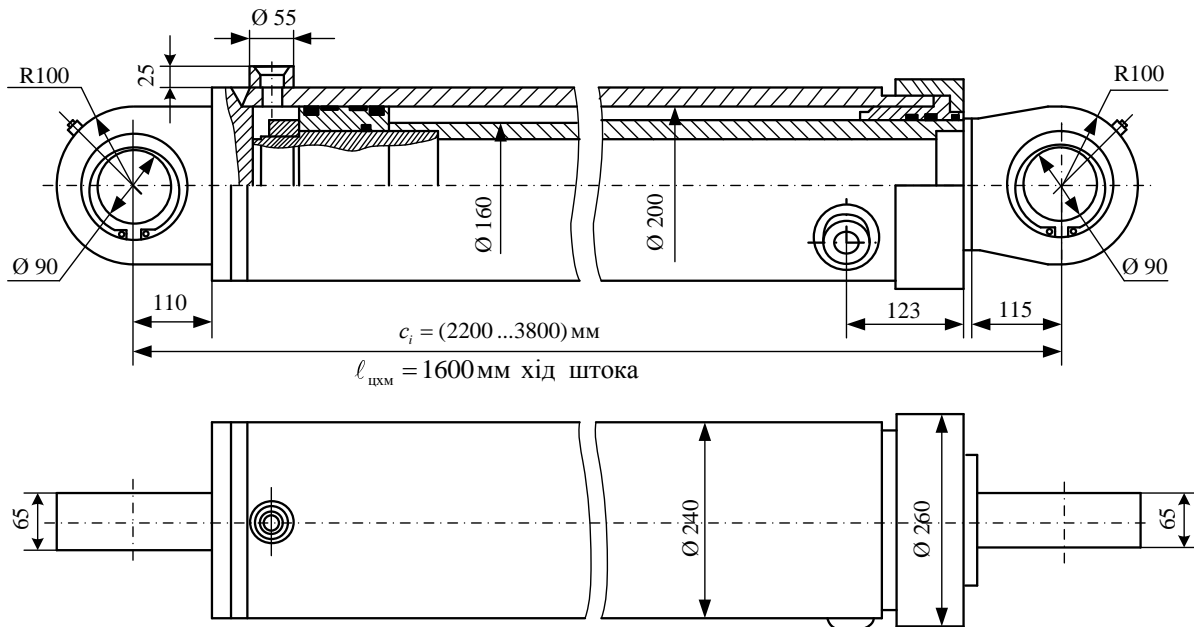


Рис. 3.4. Конструктивне виконання гідроциліндра механізму управління вильотом стріли самохідного крана

Вказані вище конструктивні параметри гідроциліндра визначаються за емпіричними формулами, м,

$$\ell_{ци}^{\max} = c_i^{\max} \cong [(2 \cdot k_x + k_{кр}) \cdot D] / 1000, \quad (3.15)$$

$$\ell_{ц}^{\min} = c_i^{\min} \cong [(k_x + k_{кр}) \cdot D] / 1000, \quad (3.16)$$

$$\ell_{цхм} = \ell_{ци}^{\max} - \ell_{ц}^{\min} \cong (k_x \cdot D) / 1000, \quad (3.17)$$

де  $k_x$  – коефіцієнт відношення ходу штока гідроциліндра  $l_{ци}$  до діаметра поршня  $D$ , мм;

$k_{кр}$  – коефіцієнт відношення загальних довжин напрямної втулки штокового ущільнюючого вузла, поршня і шарнірних з'єднань штока та гільзи циліндра  $l_{кр}$  до діаметра поршня  $D$ , мм.

На підставі експериментальних випробувань гідроциліндрів відомо: якщо хід його штока  $l_{цхм}$  знаходиться в діапазоні умови  $k_x < (l_{цхм} \times 1000) / D$ , за якою  $k_x$  складає не більше 10, то не потрібно виконання додаткових розрахунків для підтвердження наявності достатнього рівня стійкості гідроциліндра.

При недотриманні цієї умови потрібно виконання додаткових розрахунків у повному обсязі і проведення конструктивних змін для підвищення гнучкої стійкості гідроциліндра.

Величина параметра  $k_{кр}$  на підставі експериментальних даних гідроциліндрів приймається 2,6 ... 5,5.

Поточна довжина гідроциліндра, яка позначена на рис. 3.1, 3.2 і 3.3 як  $c_i$  або  $l_{ци}$ , визначається за відомою залежністю (3.10), зокрема  $c_i = l_{ци} = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\gamma_n + \gamma_{o(b)i})}$ .

Параметр  $a$  в наведеній залежності, за рис. 3.1, характеризує собою відстань між шарнірами А і Д.

Причому завдяки шарніру А поворотна платформа крана з'єднується з його стрілою, а через шарнір Д стріла крана з'єднується з гідроциліндром.

За умови розташування стріли крана близько до горизонтального положення (рис. 3.1) довжина гідроциліндра в такому стані складає величину  $l_{ц}^{\min}$ , а параметр  $a$  можна визначити за залежністю, м,

$$a = АД = АК + КД = r1 + n0 + \sqrt{(l_{ц}^{\min})^2 - (r0)^2}, \quad (3.18)$$

де  $l_{ц}^{\min}$  – мінімальна конструктивна довжина гідроциліндра (рис. 3.1) за умови забезпечення початкового руху штока з гільзи циліндра, м.



Визначається  $\ell_{ц}^{\min}$  як відстань між двома шарнірними з'єднаннями Б і Д гідроциліндра. Слід зазначити, що для транспортування крана забезпечується горизонтальне розташування стріли, а мінімальна конструктивна довжина гідроциліндра  $\ell_{ц}^{\min}$  визначається за відомою залежністю (3.16), яка має вигляд  $\ell_{ц}^{\min} \cong [(k_x + k_{кр}) \cdot D] / 1000$ .

З урахуванням залежності (3.16) параметр  $a$ , як умовно сталу величину, можна визначити за формулою, м,

$$a = r1 + n0 + \sqrt{(((k_x + k_{кр}) \cdot D) / 1000)^2 - (r0)^2}. \quad (3.19)$$

Отриману величину параметра  $a$  замінимо на  $a_r$ , яка є фактично сталою величиною.

Враховуючи отриману величину параметра  $a_r$  при забезпеченні нахилу стріли крана до такого положення, коли гідроциліндр механізму зміни вильоту стріли займатиме строго вертикальне положення (рис. 3.2), величина кута нахилу стріли визначатиметься як, рад,

$$\gamma_{o(B)p} = \arccos(r1 + n0) / a_r. \quad (3.20)$$

Аналіз результатів з визначення величин кута нахилу стріли  $\gamma_{o(B)p}$ , встановлений за отриманою вище залежністю і величиною кута нахилу стріли, що позначена як  $\gamma_{o(B)i}^{\max}$ , дозволяє зробити висновок, що при їх порівнянні вони можуть бути близькими за значеннями між собою.

Разом з тим, якщо  $\gamma_{o(B)i}^{\max} > \gamma_{o(B)p}$ , це відповідатиме стану, при якому в гідроциліндра є можливість для подальшого руху штока, завдяки цьому гідроциліндр переходить зону вертикального положення і почне нахилитись в інший бік відносно цього положення.

Довжину гідроциліндра  $\ell_{ц\perp}$ , що визначається відстанню між шарнірами В і Д за умови, коли він матиме строго вертикальне положення, можна встановити за такою формулою, м:

$$\ell_{ц\perp} = a_r \cdot \sin \gamma_{o(в)р} + r_0. \quad (3.21)$$

Разом з тим ту саму довжину гідроциліндра між шарнірами В і Д за умови, що він займатиме строго вертикальне положення, можна розрахувати за іншою формулою, яка має вигляд, м,

$$\ell_{ц\perp} = \sqrt{a_r^2 + b^2 - 2 \cdot a_r \cdot b \cdot \cos(\gamma_H + \gamma_{o(в)р})}. \quad (3.22)$$

Хід штока гідроциліндра  $\ell_{цх}$  за умови прийняття ним вертикального положення складає величину, м,

$$\ell_{цх} = \ell_{ц\perp} - \ell_{ц}^{\min}. \quad (3.23)$$

За умови повного виходу штока з гідроциліндра максимальний хід штока  $\ell_{цхм}$ , за формулами (3.15) і (3.16), складатиме, м,

$$\ell_{цхм} = c_i^{\max} - \ell_{ц}^{\min}. \quad (3.24)$$

На підставі теореми косинусів загальна величина кута  $\gamma_s$  зміни вильоту стріли крана відповідно до рис. 3.2 і 3.3, визначатиметься за формулою, рад,

$$\gamma_s = \arccos[(a^2 + b^2 - \ell_{цхм}^2) / (2 \cdot b \cdot a)], \quad (3.25)$$

а фактичний кут вильоту стріли крана  $\gamma_{o(в)ф}$  з урахуванням залежності (3.11) складатиме величину, рад,

$$\gamma_{o(в)ф} = \gamma_s - \gamma_H. \quad (3.26)$$

При виявленні дії на шток гідроциліндра зусилля, що перевищує зусилля, яке сприймає шток гідроциліндра при телескопуванні всіх секцій стріли відносно роботи крана основною стрілою, це може призвести до проведення додаткових розрахунків з використанням наведених вище залежностей.

Для завершення процесу розрахунку механізму управління зміною вильоту стріли крана необхідно розробити якісну гідросистему управління цим механізмом і підібрати всі його складові з урахуванням процесу функціонування даного механізму разом з іншими механізмами цього крана.

### ***Контрольні питання***

1. Обґрунтуйте сутність методології проектування механізму зміни вильоту основної і телескопічної стріли крана.

2. Які розрахункові схеми необхідно скласти для розгляду механізму зміни вильоту стріли крана?

3. Який головний фактор впливає на величину вітрової площі вантажу при розрахунку механізму зміни вильоту стріли крана?

4. Які фактори впливають на величину вітрового навантаження, що сприймають елементи стрілового крана?

5. Які за геометричною формою утворюються трикутники при сумісному з'єднанні поворотної платформи крана, стріли і гідроциліндра в різних положеннях стріли?

6. Якими теоретичними положеннями можна скористатись для визначення змінних кутів трикутника системи «поворотна платформа крана, стріла і гідроциліндр»?

7. Назвіть розрахункові параметри гідроциліндра, які підлягають визначенню на основі знання величини діаметра поршня.

8. Сформулюйте умову, за якою визначається діаметр поршня гідроциліндра.

9. Наведіть залежність для визначення діаметра поршня гідроциліндра і які фактори на це впливають.

10. Надайте аналітичний зв'язок величини ходу штока гідроциліндра з діаметром поршня гідроциліндра.

11. Якими умовами обмежується максимальний кут вильоту стріли самохідного крана?

12. Назвіть величину максимального кута зміни вильоту стріли крана і чому він обмежується.

## 4. ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОСИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ УПРАВЛІННЯ ЗМІНОЮ ВІЛЬОТУ СТІЛИ САМОХІДНОГО КРАНА

### 4.1. Формування початкових даних

Для забезпечення процесу проектування гідросистеми крана необхідно визначити ряд початкових даних. До них слід віднести:

а) в'язкість робочої рідини в гідросистемі при сталій температурі –  $\nu_c$ , см<sup>2</sup>/с;

б) густину робочої рідини –  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;

в) довжини  $l$  – жорстких гідроліній на різних ділянках гідросистеми крана, м, та  $\xi$  – безрозмірні коефіцієнти місцевих опорів, які позначено:

– для напірної ділянки  $l_1$  і  $\xi_1$ ;

– для виконавчої робочої ділянки  $l_2$  і  $\xi_2$ ;

– для виконавчої неробочої ділянки  $l_3$  і  $\xi_3$ ;

– для зливної ділянки трубопроводу  $l_4$  і  $\xi_4$ ;

г) гнучкі гідролінії, до яких належить виконавча робоча ділянка  $l_{Г2}$  та виконавча неробоча ділянка  $l_{Г3}$ , м;

д) кількість гідроциліндрів, які сприймають навантаження при управлінні стрілою крана,  $z = 1 - 2$ ;

е) розрахункове зусилля (максимальне), яке сприймає шток гідроциліндра управління вильотом стріли крана, –  $R_{ц}$ , кН.

Крім наведених даних, необхідно встановити або прийняти за даними крана-прототипу такі параметри:

– робочий тиск  $P_H$  рідини в гідросистемі при управлінні вильотом стріли крана КС-45719-2,  $P_H = (12...16)$  МПа;

– потужність двигуна  $N_{двк}$ , яка забезпечує процес управління вильотом стріли крана КС-45719-2,  $N_{двк} = 176$  кВт;

– кількість насосів  $z_n$ , які забезпечують перетворення механічної (електричної) енергії двигуна в гідравлічну енергію, визначається на підставі (рис. 2.1) гідрокінематичної схеми крана,  $z_n = 2$ ;

– діаметр поршня  $D$  гідроциліндра (гідроциліндрів), який є складовою механізму управління вильотом стріли самохідного

крана і визначається за даними крана-прототипу (рис. 3.4) або розрахунком за залежністю (3.14), мм;

– частоту обертів вала насоса, первинного двигуна самохідного крана –  $n_n$ , об/хв.

Визначення початкових даних дозволяє виконати процес проектування гідросистеми механізму управління вильотом стріли самохідного крана.

#### **4.2. Особливості проектування гідравлічних систем стрілових мобільних кранів**

Ефективне використання потужності первинного двигуна, чи двигунів, і розподіл її між окремими механізмами, які розташовуються на неповоротній і поворотній частині крана, забезпечується застосуванням декількох насосів у гідросистемі крана. Вирішення проблеми у виборі кількості насосів у найбільш загальному вигляді наведено в табл. 4.1. При розробленні гідросистеми стрілового крана необхідно враховувати конструктивні особливості механізмів, які функціонують на сучасних стрілових самохідних кранах: управління вильотом стріли; підймання і опускання вантажу; обертання поворотної платформи; телескопування стріли; управління виносними опорами (аутригерами); переміщення крана.

При розробленні системи розподілу енергії між механізмами в гідросистемі стрілового крана необхідно враховувати можливість їх роботи разом, що сприяє вирішенню питання раціонального використання потужності первинного двигуна цього крана. З аналізу результатів табл. 4.1 випливає, що рівень навантаження кожного з механізмів крана і їх сумісна робота впливають на витрати від загальної величини потужності первинного двигуна крана з деяким перевантаженням, чи робота двигуна є в щадному режимі. З цього можна зробити висновок, що для збільшення витрат потужності первинного двигуна крана можна застосувати не менше двох однотипних насосів як з регульованою, так і нерегульованою величиною робочої камери таких насосів. Крім того, при застосуванні декількох насосів створюються умови для одночасного виконання двох і більше робочих функцій незалежних між собою. Однак виконання

більше трьох, а для стрілових кранів більше двох технологічних операцій з умов безпеки не рекомендується забезпечувати.

Таблиця 4.1

Алгоритм вибору одного чи декількох насосів для гідросистеми привода механізмів крана для їх незалежної і сумісної роботи

Корисна потужність кранового механізму	Фактичні витрати потужності	Показник $k_{Nr}$ – відношення потужностей	Кількість гідравлічних насосів
вильоту стріли $N_{k1}$	$N_{m1} = N_{k1} / \eta_{m1}$	$N_{m1} / N_{\text{двк}} = k_{Nr}$ $k_{Nr} \approx 1$	$k_N = 1$ . Один
підймання вантажу $N_{k2}$	$N_{m2} = N_{k2} / \eta_{m2}$	$(N_{m1} + N_{m2}) / N_{\text{двк}} = k_{Nr}$ $k_{Nr} \approx k_N$	$k_N = 0,45$ . Два
обертання платформи $N_{k3}$	$N_{m3} = N_{k3} / \eta_{m3}$	$(N_{m1} + N_{m2} + N_{m3}) / N_{\text{двк}} = k_{Nr}$ $k_{Nr} \approx k_N$	$k_N = 0,3$ . Три
управління аутригерами $N_{k4}$	$N_{m4} = N_{k4} / \eta_{m4}$	$(N_{m1} + \dots + N_{m4}) / N_{\text{двк}} = k_{Nr}$ $k_{Nr} \approx k_N$	$k_N = 0,225$ . Чотири насоси
телескопування секцій стріли $N_{k5}$	$N_{m5} = N_{k5} / \eta_{m5}$	$(N_{m1} + \dots + N_{m5}) / N_{\text{двк}} = k_{Nr}$ $k_{Nr} \approx k_N$	$k_N = 0,2$ . Не менше чотирьох

Позначення, наведені в табл. 4.1, характеризують таке:  $N_{k1} \dots N_{k5}$  та  $N_{m1} \dots N_{m5}$  – корисна потужність і потужність, що використовується відповідним механізмом крана при його функціонуванні;  $\eta_{m1} \dots \eta_{m5}$  – загальний ККД відповідного механізму крана;  $k_{Nr}$  – розрахунковий рівень відносного навантаження двигуна, який визначається як відношення витрат потужності одного чи декількох механізмів до потужності первинного двигуна крана;  $k_N$  – критерій визначення кількості насосів для гідросистеми привода механізмів крана на підставі відносного навантаження двигуна.

Наведений алгоритм у табл. 4.1 дозволяє визначити відповідну кількість насосів для привода механізмів крана.

Сучасні стрілові крани залежно від рівня вантажопідйомності виконують з одним або двома первинними двигунами. При використанні одного первинного двигуна гідравлічна енергія, що перетворюється ним із механічної, розподіляється на два напрямки, незалежних при роботі крана. В одному з напрямків енергія направляється на поворотну платформу крана, а в другому напрямку енергія направляється для управління аутригерами. Переміщення крана теж забезпечується від цього ж первинного двигуна. Гідравлічна схема крана [9] з використанням одного первинного двигуна і двох насосів наведена на рис. 4.1.

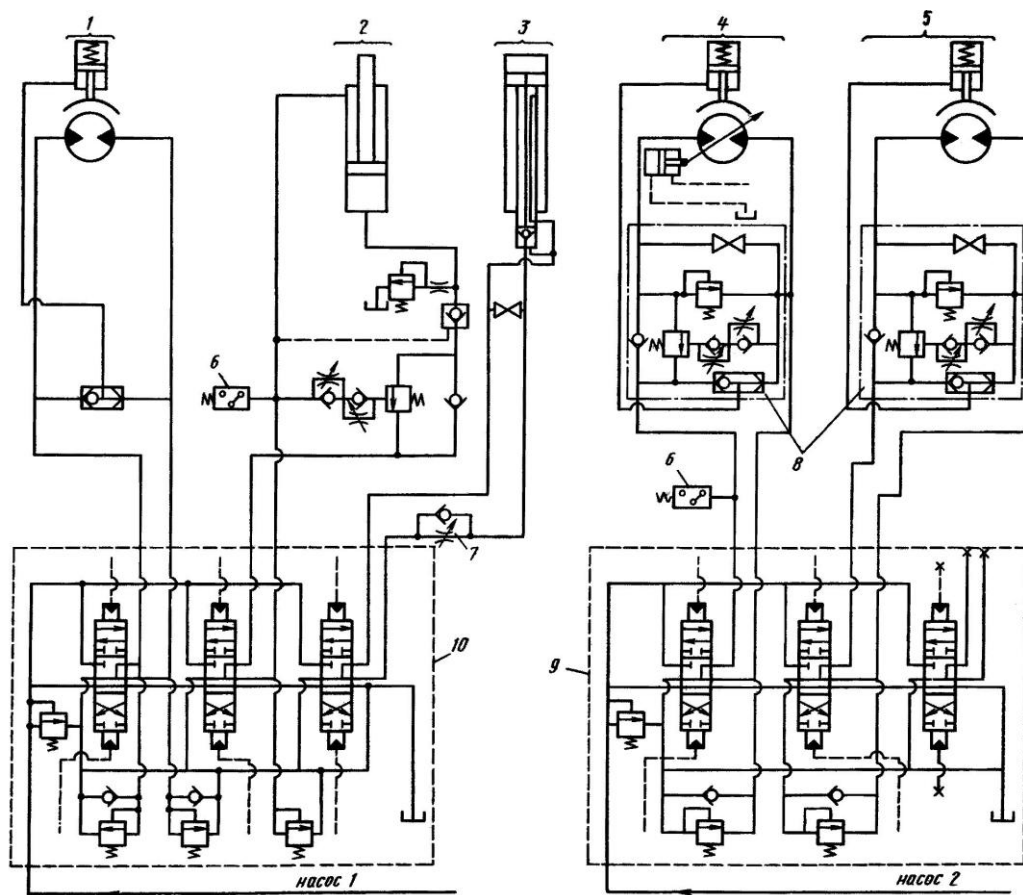


Рис. 4.1. Гідравлічна схема робочих механізмів крана з телескопічною стрілою (один первинний двигун) і двома насосами

Позначення на рис. 4.1. характеризують таке: 1, 2 і 3 – механізм обертання, підймання/опускання стріли і телескопування стріли; 4, 5 – головна і допоміжна лебідки; 6 – вимикач; 7 –

дросель; 8 – панелі лебідок з гідроапаратами; 9, 10 – гідророзподільники управління механізмами крана.

Основою гідравлічного привода, що наведено на рис. 4.1. є два нерегульованих високопродуктивних насоси (на рис. 4.1. не показано). Обидва насоси приводяться в рух від одного первинного двигуна і знаходяться на неповоротній частині крана. Гідравлічна енергія з неповоротної частини крана передається на поворотну платформу через центральне обертове з'єднання. За рис. 4.1, для привода головної лебідки 4 використано регульований гідромотор, що дозволяє розширити діапазон зміни швидкостей підймання вантажу малої маси або без вантажу, тобто гакової підвіски. Оскільки допоміжна лебідка 5 використовується епізодично, то для її привода використано нерегульований гідромотор. Для обох лебідок обладнані групові панелі 8 з дросельним, запірним зворотним і запобіжними клапанами, а також логічним клапаном «АБО» для управління гальмом, що значно спрощує гідросистему, її обслуговування, а також регулювання окремих складових елементів.

У механізмі зміни вильоту 2 і телескопування 3 стріли встановлено по одному гідроциліндру. У контурі механізму обертання поворотної платформи 1 використано аксіально-поршневий нерегульований гідромотор з гідравлічно керованим гальмом.

Розподільні апарати крана 9 і 10 складаються з двох тризолотникових блоків з прифланцованими запобіжними клапанами. Золотники в нейтральному положенні внутрішніми каналами з'єднано зі зливом. Завдяки апаратам крана 9 і 10 можна забезпечити дистанційне управління механізмами крана при сумісній роботі, що підвищує продуктивність крана.

На кранах зі значною вантажопідйомністю встановлюють два первинних двигуни. Один із них виконує функції переміщення крана і управління виносними опорами (аутригерами). Двигун, встановлений на поворотній платформі, забезпечує гідравлічною енергією всі механізми крана, розміщених на поворотній платформі. Варіанти виконання таких гідравлічних систем крана [10] фірми Demaq (Німеччина) і TADANO (Японія) наведено на рис. 4.2. і 4.3. Зокрема, фірма Demaq є провідним виробником гідравлічних стрілових



самохідних кранів, яка випускає крани серій ТС на шасі автомобільного типу, вантажопідйомністю 730 т і більше.

На рис. 4.2 зображена гідравлічна схема крана ТС 2000 фірми Demag, яка виконана [10] за умови забезпечення різних схем циркуляції робочої рідини.

Позначення на рис. 4.2 характеризують таке: 1, 2, 5, 6 – насоси; 3 – гідробак; 4 – фільтри; 7, 9, 22, 23, 43 – розподільники з гідравлічним управлінням; 8 – регулятор тиску; 10, 11, 14, 16, 17 – зворотні клапани; 12, 15 – запобіжні клапани; 13 – педаль; 18 – гідроциліндр гальма; 19 – гідромотор механізму повороту; 20, 26 – гідромотори основної і допоміжної вантажних лебідок; 21, 34, 35, 37, 38, 39, 40, 42 – розподільники з електромагнітним управлінням; 24 – гальмівний клапан; 25 – клапан типу «АБО»; 27 – редукційний клапан; 28 – реле тиску; 29, 44 – розподільники кранового типу; 30, 31 – гідромотори основної і допоміжної стрілових лебідок; 32 – гідромотор допоміжної вантажної лебідки; 33 – гідроциліндри пристрою, що запобігає перекиданню стріли; 36, 41 – блоки сервоуправління.

У гідросистемі крана застосовано шестерінчасті і аксіально-поршневі насоси і аксіально-поршневі гідромотори. Робочий об'єм аксіально-поршневих регульованих насосів 1 і 2, що виготовлені фірмою Hydromatik (Німеччина), складає  $225 \text{ см}^3/\text{об}$  з частотою обертання вала  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . Нерегульовані шестерінчасті насоси 5 і 6 виготовлено фірмою Bosch (Німеччина) з об'ємом робочої камери  $11 \text{ см}^3/\text{об}$  і частотою обертів вала  $2750 \text{ хв}^{-1}$ . Крім того, у гідросистемі крана використано аксіально-поршневі регульовані гідромотори фірми Hydromatik і золотникові розподільники, блоки сервоуправління та гідроапарати фірми Rexroth (Німеччина). Принцип роботи гідросистеми є таким. Від насоса 1 рідина надходить до блока гідророзподільників 7 і далі направляється до гідромотора 19 механізму повороту крана, також до гідромоторів 20 і 26 основної та допоміжної вантажних лебідок, а також до гідромоторів 30 і 31 стрілових лебідок і гідромотора 32 допоміжної лебідки.

Гідролінії А<sub>3</sub> і В<sub>3</sub> призначені для живлення гідромотора 19 механізму повороту і одночасно захисту його від перевантажень завдяки застосуванню запобіжних клапанів, налаштованих на тиск 20 МПа.

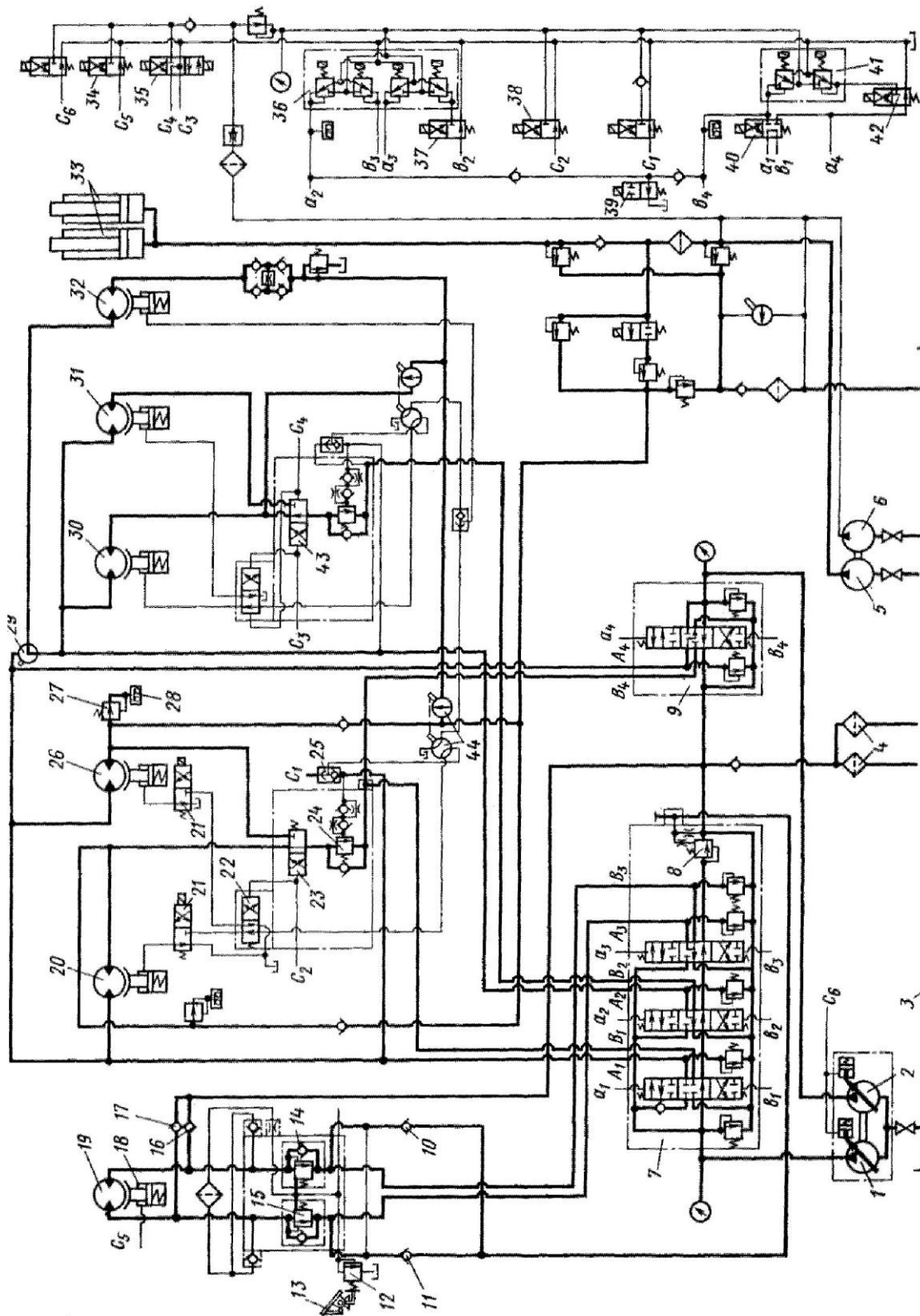


Рис. 4.2. Гідравлічна схема [10] крана ТС 2000 фірми Демаг (Німеччина) з гнучкою стрілою

Підтримання нерозривності потоку рідини в гідролініях гідромотора 19 забезпечується від зливної гідролінії за допомогою зворотних клапанів 16 і 17. Сумісною дією запобіжних клапанів 15 при управлінні від педалі 13 і клапана 12 забезпечується плавна зупинка поворотної платформи при русі в будь-якому напрямку. Управління процесом гальмування забезпечується гідроциліндром гальма 18 механізму повороту крана і здійснюється за допомогою розподільника 34. Від насоса 2 робоча рідина під тиском надходить до розподільника 9 і далі по гідролінії  $A_4$  і  $B_4$  до гідромоторів 20 і 26 основної та допоміжної вантажних лебідок. За допомогою розподільника 22, керованого розподільником 38, потік робочої рідини можна направити до гідромотора 20 або до гідромотора 26. Завдяки гідролініям  $A_1$  і  $B_1$  робочу рідину від насоса 1 можна також направити до гідромотора 20 або 26, за рахунок чого забезпечується збільшення швидкості обертання вала відповідного гідромотора і через це збільшується швидкість намотування каната вантажних лебідок.

До гідромоторів 30 і 31 стрілових лебідок і гідромотора 32 допоміжної лебідки робоча рідина від насоса 1 надходить по гідролініях  $A_2$  і  $B_2$ . Перекриття руху потоку робочої рідини від гідромотора 30 до гідромотора 31 проводиться розподільником 43, керованим за допомогою розподільника 35. Система сервоуправління включає в себе насос 6, який подає робочу рідину під тиском 3 МПа до блоків сервоуправління 36 (механізм повороту, стрілові лебідки) і 41 (основна і допоміжні вантажні лебідки). Гідророзподільники 37, 39, 40 і 42 призначені для управління золотниками гідророзподільників 9 і 7.

У якості наступного прикладу розглянемо гідросистему діючого крана фірми TADANO (Японія) вантажопідйомністю 63 т, яка відповідає вказаним вище умовам і подана на рис. 4.3. Гідросхема (рис. 4.3) відображена на підставі інструкції крана для забезпечення його технічного обслуговування.

Завдяки застосуванню гідравлічної системи механічна енергія первинного двигуна крана перетворюється в гідравлічну енергію одночасно чотирма насосами. У гідросистемі крана представлені два насоси з регульованою і два з нерегульованою подачею.

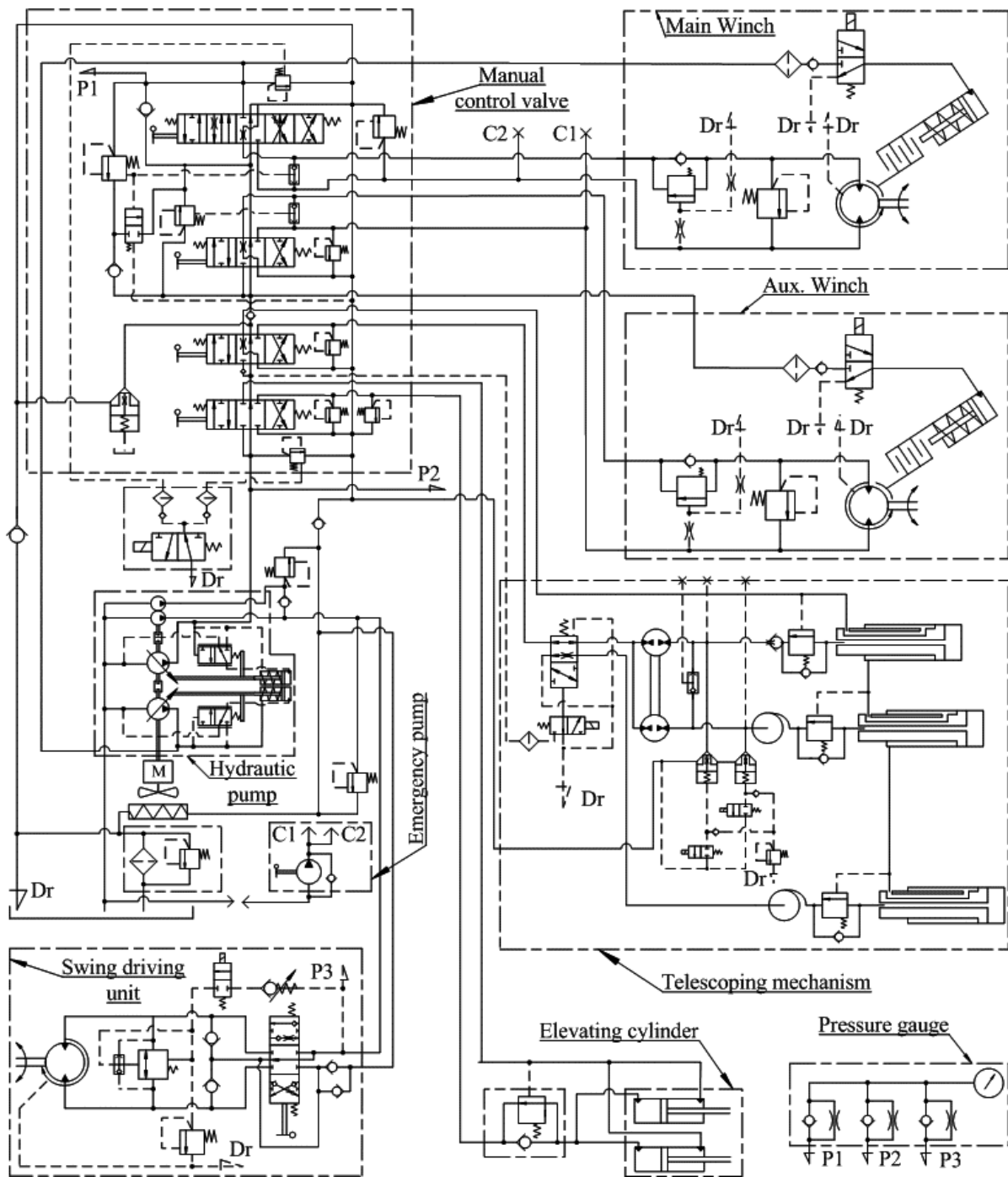


Рис. 4.3. Гідросистема крана TADANO вантажопідйомністю 63 т

Потоки рідини від одноступінних насосів завдяки особливій конструкції гідророзподільників можуть спільно об'єднуватись для підвищення швидкості руху відповідних механізмів крана.

Принципальну будову системи передачі потужності на механізм управління аутригерами та забезпечення процесу переміщення крана TADANO на рис. 4.3 не показано.

Для розроблення подібної гідросистеми при проектуванні гідропривода стрілового крана необхідно забезпечити такі умови, за яких спрощення на даному етапі не впливатимуть на результат проектування, зокрема так, як це представлено на рис. 4.4.

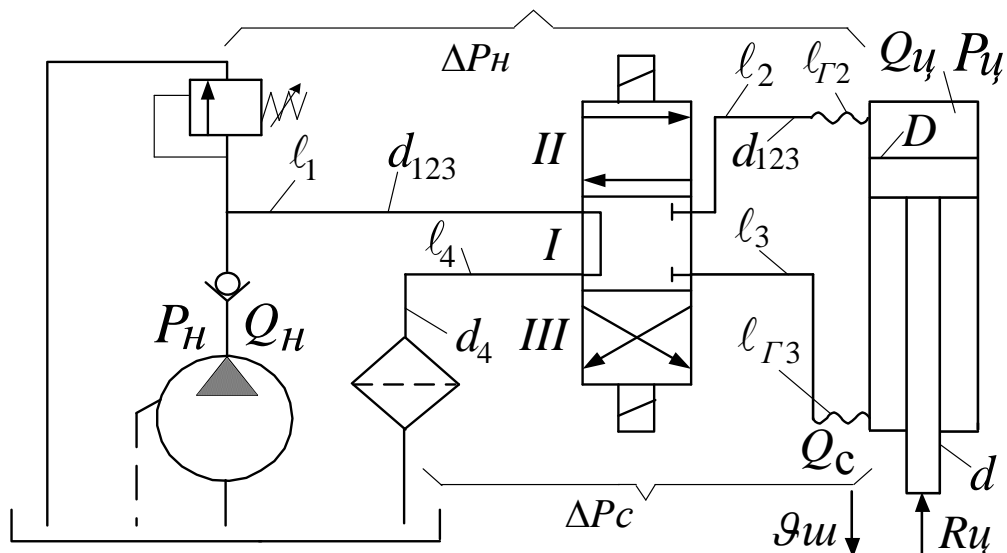


Рис. 4.4. Спрощена схема гідравлічної системи механізму управління процесом зміни вильоту стріли самохідного крана: I – початкове положення золотника; II, III – забезпечення прямого і зворотного напрямку руху штока гідроциліндра

Гідросистема, наведена на рис. 4.4, дозволяє наглядно уявити необхідний комплекс початкових даних, які попередньо наведено в підрозд. 4.1, і визначити параметри, необхідні при проектуванні механізму управління процесом зміни вильоту стріли самохідного крана. Зокрема до найбільш важливих параметрів, які необхідно визначити, є:

$V_k$  – об’єм робочої камери насоса;

$Q_n$  – подача насоса;

$v_{ш}$  – швидкість переміщення штока гідроциліндра;

$\eta_{гс.мс}$  – загальний ККД гідросистеми механізму управління вильотом стріли крана.

Крім того, необхідно підібрати елементи гідропривода для забезпечення функціонування механізму управління вильотом стріли самохідного крана.

### 4.3. Визначення параметрів насоса

Для визначення подачі насоса гідросистеми крана, призначеної для забезпечення руху штока гідроциліндра і за рахунок цього зміни вильоту стріли крана, він розглядається в складі цілісної системи [8, 11, 12], до якої входить первинний двигун, насос і гідроциліндр. Така система забезпечує перетворення частини механічної енергії первинного двигуна в гідравлічну енергію через насос і перетворення її знову в механічну енергію через гідроциліндр (чи гідроциліндри) для виконання ним корисної роботи одним із механізмів крана. Наведений вище процес перетворення частини механічної потужності первинного двигуна через насос у гідравлічну потужність і завдяки гідроциліндру знову перетворення в механічну потужність можна подати у вигляді рівняння

$$N_{\text{двк}} \cdot \eta_{\text{рк}} \cdot \eta_{\text{гсц}} \cdot k_N = \mathcal{Q}_{\text{шп}} \cdot R_{\text{ц}}, \quad (4.1)$$

де  $N_{\text{двк}}$  – потужність первинного двигуна за умови дотримання сталого режиму роботи стрілового крана, кВт;

$\eta_{\text{рк}}$  – загальний ККД роздавальної коробки;

$\eta_{\text{гсц}}$  – загальний ККД гідросистеми управління гідроциліндром (гідроциліндрами) зміни величини вильоту стріли самохідного крана;

$k_N$  – критерій, що впливає на вибір кількості насосів для гідросистеми привода механізмів крана, який базується на відносному навантаженні двигуна і механізму крана, тобто характеризує собою відбір відносної частини потужності первинного двигуна і механізму крана;

$\mathcal{Q}_{\text{шп}}$  – розрахункова швидкість переміщення штока гідроциліндра, м/с;

$R_{\text{ц}}$  – розрахункове, найбільше за величиною зусилля, яке сприймає шток одного гідроциліндра (чи двох) одночасно, кН.

Вибір тієї чи іншої кількості насосів залежить від рівня відносного навантаження двигуна і бажання для суміщення роботи, як правило, двох механізмів крана. На підставі прийняття  $k_N$  на рівні 0,45 в гідросистемі стрілового крана можна

застосувати два однотипних насоси для приведення в рух двох механізмів крана одночасно. Приймавши  $k_N$  на рівні 0,3, можна застосувати три однотипних насоси для приведення в рух трьох механізмів крана одночасно. Разом з тим при  $k_N = 0,3$  можна прийняти два однотипних насоси і один насос з іншими відмінними характеристиками. При  $k_N = 0,225$  можна в гідросистемі крана застосувати чотири насоси.

Таким чином, вибір величини  $k_N$  залежить від багатьох факторів. Головним фактором є взаємозв'язок початкових даних з можливостями застосування первинного двигуна з конкретною його потужністю.

Прийнявши дані за відомі, такі як зусилля, що сприймає шток гідроциліндра  $R_{ц}$ , потужність первинного двигуна  $N_{двк}$  та рівень використання цієї потужності насосом  $k_N$  тощо, можна визначити максимальну швидкість штока гідроциліндра (гідроциліндрів) при функціонуванні одного насоса, що забезпечує рух штока гідроциліндра механізму управління вильотом стріли самохідного крана, м/с,

$$v_{шп} = \frac{N_{двк} \cdot k_N \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гсц}}{R_{ц}}. \quad (4.2)$$

Отримана величина швидкості руху штока гідроциліндра  $v_{шп}$  потребує свого уточнення.

Процес перетворення частини механічної потужності двигуна завдяки насосу в гідравлічну потужність подається у вигляді рівняння

$$N_{двк} \cdot k_N \cdot \eta_{рк} = Q_{нр} \cdot P_n \cdot \eta_{гсц}, \quad (4.3)$$

де  $Q_{нр}$  – загальна подача рідини (продуктивність роботи) одного насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$P_n$  – робочий тиск у гідросистемі стрілового крана, приймається за краном-прототипом або задається намірами проектувальника, МПа.

Розв'язання рівняння (4.3) відносно  $Q_{нр}$  загальної подачі насоса буде,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ,

$$Q_{нр} = \frac{N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot \eta_{рк}}{P_H \cdot \eta_{зсц}}. \quad (4.4)$$

Якщо об'єм робочої камери насоса відомий, тоді  $Q_{нр}$  буде

$$Q_{нр} = (V_{кр} \cdot n_H \cdot \eta_{обн}) / 60000, \quad (4.5)$$

де  $n_H$  – номінальна частота обертання вала насоса, з'єднаного з роздавальною коробкою автомобіля,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$\eta_{обн}$  – об'ємний ККД насоса з об'ємом камери  $V_{кр}$ ,  $\text{см}^3/\text{об}$ .

Використовуючи залежності (4.4) і (4.5), розрахункова величина об'єму робочої камери насоса  $V_{кр}$  визначатиметься за формулою,  $\text{см}^3/\text{об}$ ,

$$V_{кр} = \frac{N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot \eta_{рк} \cdot 60000}{P_H \cdot n_H \cdot \eta_{зсц} \cdot \eta_{обн}}. \quad (4.6)$$

Номінальна частота обертання вала насоса  $n_H$  в основному знаходиться в межах  $1500 \text{ хв}^{-1}$ , а частота обертів вала первинного двигуна крана дещо відрізняється. При проектуванні гідропривода стрілового крана необхідно забезпечити умову, за якої частота обертання вала насоса була би близькою до номінальної частоти обертання вала насоса для отримання найбільшого коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса і гідросистеми крана в цілому.

Досягнення цієї умови можна забезпечити, наприклад, за рахунок установа спеціального механізму, що погоджує частоту обертання приводного вала двигуна з частотою обертання вала насоса. Для узгодження частоти обертання вала необхідно встановити редуктор (роздавальну коробку) або мультиплікатор, передатне число якого складатиме

$$i_{рк} = n_{\text{дв}} / n_H, \quad (4.7)$$

де  $n_{\text{дв}}$  – частота обертання вала двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ .



Разом з тим можливим є варіант, за якого  $n_{об} = n_n$ , а передаточне число роздавальної коробки складає  $i_{рк} = 1$ .

За довідковою літературою [13], при урахуванні дії тиску рідини  $P_n$ , МПа, у гідросистемі крана, величина якого визначається за даними крана-прототипу, вибирається відомий насос чи насоси з паспортним значенням найближчим (великим або малим) до розрахункового значення об'єму робочої камери, (дод. 1), замінивши  $V_{кр}$  на  $V_k$ . За результатами вибору насоса, придатного для роботи гідросистеми крана, необхідно по даному насосу надати всі його паспортні характеристики.

Для забезпечення функціонування гідроциліндрів з заданими параметрами необхідно, щоб об'єм рідини, який споживається гідроциліндрами без урахування втрат рідини, співпадав з подачею рідини насосом,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ ,

$$Q_u = Q_n = \frac{V_k \cdot n_n \cdot \eta_{об}}{1000}. \quad (4.8)$$

У випадках, коли в довідковій літературі в паспортних даних насоса вказується тільки об'ємний  $\eta_{об}$  і загальний ККД  $\eta_{заг}$ , а значення гідромеханічного ККД  $\eta_{гм.н}$ , воно і визначається так:

$$\eta_{гм.н} = \eta_{заг} / \eta_{об}. \quad (4.9)$$

Знання складових ККД насоса впливає на визначення величини загального ККД гідросистеми крана.

Визначення фактичної швидкості руху штока гідроциліндра  $u_{ш}$  визначається за відомою формулою, м/с,

$$u_{ш} = \frac{4 \cdot Q_u \cdot 1000}{\pi \cdot D^2 \cdot 60} = 21,22 \cdot \frac{Q_u}{D^2}. \quad (4.10)$$

На даному етапі проектування механізму управління вильотом стріли самохідного крана визначено параметри гідроциліндра і насоса.

#### 4.4. Визначення внутрішніх діаметрів гідроліній

Об'єм рідини, що проходить через виконавчу неробочу і зливну ділянки трубопроводів при виконанні прямого напрямку руху штока, складає,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ ,

$$Q_c = Q_u \cdot (1 - \varepsilon^2). \quad (4.11)$$

Швидкість течії рідини на різних ділянках гідросистеми крана складає:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок у межах (3...10) м/с, величину якої рекомендується прийняти самостійно близько до середнього значення і, як правило, таку швидкість рідини необхідно забезпечити на всіх трьох ділянках, які позначені як  $l_1, l_2, l_{Г2}, l_3, l_{Г3}$  (рис. 4.4), а швидкість течії рідини слід позначити як  $\mathcal{G}_{123}$ ;

- для зливної ділянки в межах (1,4...2) м/с, яка позначена як  $l_4$  (рис. 4.4), а швидкість течії рідини слід позначити як  $\mathcal{G}_4$ .

Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу на цих ділянках, відповідно складатиме, мм:

- для напірної, виконавчої робочої і виконавчої неробочої ділянок

$$d_{123.p} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_u}{\mathcal{G}_{123}}}; \quad (4.12)$$

- для зливної ділянки

$$d_{4.p} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_c}{\mathcal{G}_4}}, \quad (4.13)$$

де  $\mathcal{G}_{123}, \mathcal{G}_4$  – швидкість течії рідини на відповідних ділянках гідроліній гідросистеми крана, м/с;

$Q_u, Q_c$  – об'єм рідини, що проходить по різних ділянках гідроліній гідросистеми крана (рис. 4.4),  $\text{дм}^3/\text{хв}$ .

Отримані результати розрахунку діаметрів гідроліній  $d_{123.p}$  та  $d_{4.p}$  необхідно округлити до найближчого основного стандарт-

ного ряду 10, 12.5, 16, 20, 25, 32, 40 мм або до додаткового стандартного ряду чисел 11.2, 14, 18, 22.4, 28, 36, 45, 56 мм. Позначення гідроліній  $d_{123.p}$  і  $d_{4.p}$  слід замінити на  $d_{123}$  та  $d_4$  у вигляді стандартизованих чисел відповідно.

#### **4.5. Вибір основних елементів для гідросистеми стрілового крана**

До елементів гідросистеми належать гідророзподільники, клапани, дроселі та фільтри. Вибір їх слід здійснювати з умови забезпечення роботи: допускається тиск рідини не нижче  $P_n$ , МПа, за початковими даними; витрати рідини через гідроапарати, близькі до  $Q_u$ , дм<sup>3</sup>/хв.

З довідкової літератури [13] або інформації, наведеної в дод. 1, 3, ..., 18, по кожному з прийнятих гідроапаратів необхідно навести всі паспортні характеристики, надані заводом-виготівником.

##### **4.5.1. Вибір гідророзподільників**

Для гідророзподільників найбільш важливими паспортними даними, необхідними для подальших розрахунків, є втрати тиску рідини.

Втрати тиску рідини в гідророзподільниках встановлюються заводом-виготівником експериментально так.

Приймається умова проходження через гідророзподільник номінальної продуктивності рідини, яка позначається як  $Q_{ном}^p$ , дм<sup>3</sup>/хв. Причому номінальна продуктивність рідини при проведенні цих експериментів характеризується особливою в'язкістю рідини, а саме приймається в'язкість робочої рідини на рівні  $0,3 \pm 0,03$  см<sup>2</sup>/с (Ст).

Значення цієї в'язкості рідини позначимо як  $\nu_{0,3}$ . Для гідророзподільника втрати тиску рідини необхідно надати з довідкової літератури два значення, МПа:

- $\Delta P_{\nu_{0,3}}^n$  при прямуванні рідини від насоса до робочої порожнини гідроциліндра;
- $\Delta P_{\nu_{0,3}}^o$  при прямуванні рідини від гідроциліндра з неробочої його порожнини до масляного резервуара (бака).

Для прямого ходу штока робоча порожнина – це безштокова, а неробоча порожнина – штокова.

Для зворотного напрямку переміщення штока гідроциліндра штокова – це робоча, а безштокова – неробоча порожнина.

#### 4.5.2. Вибір зворотного клапана

З паспортних даних для зворотного клапана в подальших розрахунках використовується величина втрат тиску  $\Delta P_{v0,3}^k$ , яка складає залежно від типу пружини:

- для звичайної – 0,05 МПа;
- для підсиленої – 0,15 МПа;
- для значно підсиленої – 0,3 МПа.

Тип пружини для зворотного клапана приймається з урахуванням надійності і енергозбереження при роботі крана. Рекомендується звичайний або підсилений тип пружини.

У подальших розрахунках для визначення втрат тиску використовується також номінальне значення витрат рідини  $Q_{ном}^k$ , дм<sup>3</sup>/хв, через зворотний клапан за умови, що в'язкість рідини  $\nu_{0,3}$  при визначенні втрат тиску складає  $0,3 \pm 0,03$  см<sup>2</sup>/с (Ст).

#### 4.5.3. Вибір фільтрів

Надійність роботи гідропривода значною мірою залежить від ступеня очищення робочої рідини. Ефективність процесу очищення рідини забезпечують фільтри.

Фільтри монтують на різних ділянках, зокрема на ділянці, що забезпечує підведення робочої рідини з масляного резервуара до насоса, тобто монтують на всмоктувальній ділянці трубопроводу, а також монтують у напірній і зливній ділянках гідроліній. У гідросистемі стрілових кранів фільтри в більшості випадків встановлюють у зливній гідролінії.

Вибір фільтрів, які встановлюються в зливній гідролінії, слід виконувати за двома показниками:

- за пропускною спроможністю фільтра, дм<sup>3</sup>/хв, не менше за  $Q_c$ ;
- за тонкістю фільтрації рідини, мкм, значення якої приймається самим розробником гідросистеми.

Для фільтрів одним з найважливіших паспортних даних, що використовується в подальших розрахунках, є також величина витрат тиску, яка для нових фільтрів складає  $\Delta P_{v0,3}^{\phi} = 0,03$  МПа при номінальній величині витрат рідини через фільтроелемент, яку позначимо як  $Q_{ном}^{\phi}$ .

З засміченням фільтроелемента величина перепаду тиску на фільтроелементі зростає і при досягненні тиску 0,2 МПа захисний клапан, встановлений у корпусі фільтра, починає пропускати через себе частину рідини, що забезпечує захист фільтроелемента від руйнування.

При тиску 0,35 МПа клапан цілком перепускає рідину через себе, що свідчить, за наявності відповідних сигналізаторів, про повне засмічення фільтроелемента і необхідність його заміни.

#### **4.5.4. Визначення місткості резервуара для гідросистеми стрілового крана**

Місткість резервуара для гідросистеми стрілового крана встановлюється залежно від величини об'єму рідини, яка споживається гідроциліндрами,  $Q_{ц} = Q_{н}$ , а також від типу машини і характеру її навантаженості. Так, для таких машин, як стрілові крани на автомобільному шасі, розрахунковий об'єм резервуара для гідросистеми стрілового крана можна визначити як,  $\text{дм}^3$ ,

$$V_{bp} = (1,2 \dots 1,5) \cdot Q_{н}. \quad (4.14)$$

Для кранів на спеціальному шасі і залізничних кранів розрахунковий об'єм резервуара для гідросистеми складає

$$V_{bp} = (1,5 \dots 2) \cdot Q_{н}, \quad (4.15)$$

де  $V_{bp}$  – розрахунковий об'єм резервуара,  $\text{дм}^3$ .

Встановлений об'єм резервуара для гідросистеми стрілових кранів округляють до найближчого стандартного значення з чисел стандартного ряду 40, 63, 100, 125, 160, 250, 500, 630  $\text{дм}^3$ .

## 4.6. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі крана на стадії проектування

### 4.6.1. Визначення втрат тиску в гідросистемі від лінійних опорів

В основі визначення лінійних втрат тиску в гідроприводі використовується метод [12], який дозволяє визначити той чи інший режим течії рідини за величиною параметра  $m_i$ . Якщо величина безрозмірного параметра  $m_i$  менша за одиницю, то режим течії рідини відповідає ламінарному, а якщо ця величина більша за одиницю або дорівнює одиниці, то режим течії рідини турбулентний. Індекс  $i$  характеризує ту чи іншу ділянку гідропривода. При розрахунках параметра  $m_i$  індекс  $i$  слід замінити на номер конкретної ділянки гідропривода і скористатись формулами:

- для напірної і виконавчої робочих ділянок

$$m_{12} = \frac{9,1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_n}{d_{123} \cdot v_c}; \quad (4.16)$$

- для виконавчої неробочої ділянки

$$m_3 = \frac{9,1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_c}{d_{123} \cdot v_c}; \quad (4.17)$$

- для зливної ділянки

$$m_4 = \frac{9,1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_c}{d_4 \cdot v_c}, \quad (4.18)$$

де  $d_{123}$  – діаметр трубопроводу на напірній, виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках, мм;

$d_4$  – діаметр трубопроводу на зливній ділянці, мм.

При використанні залежностей (4.16), (4.17) і (4.18) для визначення параметра  $m_i$  витрати рідини в гідросистемі –  $Q_n$  і  $Q_c$ ,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ , а в'язкість рідини –  $\nu_c$ ,  $\text{см}^2/\text{с}$ .

У загальному вигляді [12], незалежно від призначення ділянки гідропривода, лінійні втрати тиску для жорсткого трубопроводу складають, МПа:

- при ламінарному режимі течії рідини

$$\Delta P_i^L = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{\nu_c^2}{d_i^3} \cdot \ell_i \cdot \rho; \quad (4.19)$$

- при турбулентному режимі течії рідини

$$\Delta P_i^T = \Delta P_i^L \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3}. \quad (4.20)$$

Якщо після розрахунків параметрів  $m_{12}$ ,  $m_3$  та  $m_4$  для будь-якої з ділянок трубопроводу встановлено, наприклад, що цей параметр має значення більше або рівне одиниці, то режим течії рідини на цій ділянці є турбулентним, і тоді для визначення лінійних втрат тиску використовуються обидві формули.

Якщо ж він складає величину меншу від одиниці, то режим течії рідини – ламінарний, і в цьому випадку використовується лише перша формула.

Розрахункову величину втрат тиску від лінійних опорів для будь-якої ділянки трубопроводу позначимо як  $\Delta P_i^{L.T}$ . Згідно з цим втрати тиску для кожної з ділянок гідросистеми позначимо як  $\Delta P_1^{L.T}$ ,  $\Delta P_2^{L.T}$ ,  $\Delta P_3^{L.T}$ ,  $\Delta P_4^{L.T}$ . При цьому для визначення лінійних втрат тиску на конкретній ділянці необхідно замінити індекс  $i$  у параметрах  $m_i$ ,  $\ell_i$  і  $d_i$  на номер ділянки трубопроводу:

- $m_{12}$ ,  $\ell_1$  і  $d_{123}$  на напірній ділянці і визначити  $\Delta P_1^{L.T}$ ;
- $m_{12}$ ,  $\ell_2$  і  $d_{123}$  на виконавчій робочій ділянці і визначити  $\Delta P_2^{L.T}$ ;
- $m_3$ ,  $\ell_3$  і  $d_{123}$  на виконавчій неробочій ділянці і визначити  $\Delta P_3^{L.T}$ ;
- $m_4$ ,  $\ell_4$  і  $d_4$  на зливній ділянці і визначити  $\Delta P_4^{L.T}$ .

Для ділянки гідропривода з гнучким трубопроводом  $\Delta P_{\Gamma i}^{Л.Т}$  лінійні втрати тиску, в загальному вигляді складають, МПа:

- при ламінарному режимі

$$\Delta P_{\Gamma i}^{Л} = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{v_c^2}{d_i^3} \cdot 2 \cdot \ell_{\Gamma i} \cdot \rho; \quad (4.21)$$

- при турбулентному режимі

$$\Delta P_{\Gamma i}^T = \Delta P_{\Gamma i}^{Л} \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3}, \quad (4.22)$$

де  $\ell_{\Gamma i}$  - довжина гнучкого трубопроводу на  $i$ -й ділянці, м.

При визначенні лінійних втрат тиску на ділянках гідроліній з гнучким трубопроводом необхідно індекс  $i$  у параметрах  $m_i$ ,  $\ell_{\Gamma i}$  і  $d_i$  замінити на номер конкретної ділянки трубопроводу:

- на виконавчій робочій ділянці  $m_{12}$ ,  $\ell_{\Gamma 2}$  і  $d_{123}$  та визначити  $\Delta P_{\Gamma 2}^{Л.Т}$ ;

- на виконавчій неробочій ділянці  $m_3$ ,  $\ell_{\Gamma 3}$  і  $d_{123}$  та визначити  $\Delta P_{\Gamma 3}^{Л.Т}$ .

Довжина гнучких трубопроводів на виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках приймається на основі вхідних даних. Сумарні лінійні втрати тиску, що залежать від втрат тиску на кожній з ділянок гідропривода, визначаються за формулами, МПа:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_{12}^{Л.Т} = \Delta P_1^{Л.Т} + \Delta P_2^{Л.Т} + \Delta P_{\Gamma 2}^{Л.Т}, \quad (4.23)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного резервуара

$$\Delta P_{34}^{Л.Т} = \Delta P_3^{Л.Т} + \Delta P_4^{Л.Т} + \Delta P_{\Gamma 3}^{Л.Т}, \quad (4.24)$$

де  $\Delta P_1^{Л.Т}$ ,  $\Delta P_2^{Л.Т}$ ,  $\Delta P_3^{Л.Т}$ ,  $\Delta P_4^{Л.Т}$  – лінійні втрати тиску рідини, які встановлено для жорстких трубопроводів на напірній, виконавчій



робочій, виконавчій неробочій і зливній ділянках гідроліній, з урахуванням режиму течії рідини відповідно, МПа;

$\Delta P_{Г2}^{Л.Т}$ ,  $\Delta P_{Г3}^{Л.Т}$  - втрати тиску в гнучких трубопроводах, які встановлено на виконавчій робочій і виконавчій неробочій ділянках гідроліній з урахуванням режиму течії рідини відповідно, МПа.

#### 4.6.2. Визначення втрат тиску в гідросистемі від місцевих опорів

У загальному вигляді величини втрат тиску рідини  $\Delta P_{mi}$ , МПа, залежно від місцевих опорів [12] визначаються за формулою,

$$\Delta P_{mi} = 0,000225 \cdot \frac{Q^2}{d_i^4} \cdot m_i \cdot \rho \cdot \xi_i, \quad (4.25)$$

де  $d_i$  – діаметр трубопроводу на окремій ділянці гідропривода, мм;

$\xi_i$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів на окремій ділянці трубопроводу.

Для наведеної формули залежно від конкретної ділянки гідропривода витрати рідини  $Q$  необхідно замінити на  $Q_y$  або  $Q_c$ . При визначенні втрат тиску від місцевих опорів на конкретній ділянці трубопроводу необхідно замінити індекс  $i$  у параметрах  $\xi_i$  і  $d_i$  на номер конкретної ділянки трубопроводу:

- для напірної ділянки на  $\xi_1$  і  $d_{123}$ ;
- для виконавчої робочої ділянки –  $\xi_2$  і  $d_{123}$ ;
- для виконавчої неробочої ділянки –  $\xi_3$  і  $d_{123}$ ;
- для зливної ділянки –  $\xi_4$  і  $d_4$ .

На підставі формули (4.25) сумарні втрати тиску рідини  $\Delta P_{m12}$  від місцевих опорів на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра як для прямого, так і зворотного напрямку руху штока складають величину, МПа,

$$\Delta P_{.m12} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_u^2}{d_{123}^4} \cdot (\xi_1 + \xi_2). \quad (4.26)$$

Сумарні втрати тиску рідини  $\Delta P_{.m34}$  від місцевих опорів у магістралях зливу робочої рідини на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до резервуара на підставі виразу (4.25) визначаються за формулою, МПа,

$$\Delta P_{.m34} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_c^2}{d_{123}^4} \cdot \left( \xi_3 \cdot (1 - \varepsilon^2) + \xi_4 \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot \left( \frac{d_{123}}{d_4} \right)^4 \right). \quad (4.27)$$

Наявність місцевих опорів призводить до втрати тиску рідини, величина яких визначається на підставі наведених залежностей.

#### 4.6.3. Визначення втрат тиску в елементах гідропривода

Заводом-виготівником для створених ним гідравлічних елементів експериментально встановлюється величина втрат тиску  $\Delta P_{v_{0,3}}$  при забезпеченні таких обов'язкових умов:

– в'язкість робочої рідини близька до значення  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$  (Ст);

– об'єм робочої рідини при проходженні через гідроелемент знаходиться на рівні номінального, який позначимо як  $Q_{ном}^j$ .

Індекс  $j$  при використанні параметра  $Q_{ном}^j$  замінюється початковою буквою конкретного гідроелемента, наприклад розподільник –  $p$ , клапан –  $k$ , фільтр –  $\phi$ .

Встановлені заводом-виготівником параметри втрат тиску рідини вказуються в паспорті на кожний з гідроелементів. При використанні в гідроприводі гідророзподільника, зворотного клапана та фільтра, і якщо величина об'єму проходження робочої рідини та її в'язкість відмінні від зазначених вище умов, втрати тиску в гідроприводі, за достатнім рівнем точності, можуть бути визначені за формулами, МПа:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_{12}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[ \Delta P_{\nu 0,3}^n \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_{\psi}}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^{\kappa} \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_{\psi}}{Q_{ном}^{\kappa}} \right)^3} \right], \quad (4.28)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до резервуара робочої рідини

$$\Delta P_{34}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[ \Delta P_{\nu 0,3}^o \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_c}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^{\phi} \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_c}{Q_{ном}^{\phi}} \right)^3} \right], \quad (4.29)$$

де  $\nu_c$  – в'язкість робочої рідини в гідроприводі (див. вхідні дані),  $\text{см}^2/\text{с}$ ;

$\nu_{0,3}$  – в'язкість рідини в гідроприводі, яка складає значення  $0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$ ;

$\Delta P_{\nu 0,3}^n, \Delta P_{\nu 0,3}^o$  – втрати тиску рідини для гідророзподільника, які встановлено заводом-виготівником при номінальному значенні витрати рідини  $Q_{ном}^p$  і в'язкості  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$ , при прямуванні її до робочої порожнини гідроциліндра і від неробочої порожнини гідроциліндра на злив відповідно, МПа;

$\Delta P_{\nu 0,3}^{\kappa}, \Delta P_{\nu 0,3}^{\phi}$  – втрати тиску рідини для клапана і фільтра, які встановлено заводом-виготівником при номінальних значеннях витрати рідини  $Q_{ном}^{\kappa}, Q_{ном}^{\phi}$  і в'язкості рідини  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$ , відповідно, МПа;

$Q_{\psi}, Q_c$  – об'єм рідини, що спрямовується насосом у робочу порожнину гідроциліндра та одночасно витісняється з неробочої порожнини гідроциліндра на злив у резервуар робочої рідини відповідно,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ .

#### 4.7. Визначення загального ККД при проектуванні гідропривода управління вильотом стріли крана

Основним показником спроектованого гідропривода є величина загального ККД. Для вирішення цього питання необхідно виконати такі дії.

Загальні втрати тиску в гідроприводі на етапі його проектування складають, МПа:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра

$$\Delta P_H = \Delta P_{12}^{J.T} + \Delta P_{m12} + \Delta P_{12}^{GE}; \quad (4.30)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до резервуара робочої рідини

$$\Delta P_C = \Delta P_{34}^{J.T} + \Delta P_{m34} + \Delta P_{34}^{GE}, \quad (4.31)$$

де  $\Delta P_H$  – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на ділянці від насоса до робочої порожнини гідроциліндра, МПа;

$\Delta P_C$  – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами, а також втратами тиску в гідроелементах на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до резервуара робочої рідини, МПа.

Сумарні внутрішні втрати рідини з урахуванням втрат рідини в гідроциліндрі і гідророзподільнику при прямому напрямку руху штока можуть досягати величини,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ ,

$$Q_{\text{вт}}^n = [(V_k \cdot n_n) \cdot (1 - \eta_{o,n}) \cdot 0,001 + qa + qz] \cdot ((Rz \cdot 1000) / (Fn \cdot P_H \cdot z)), \quad (4.32)$$

де  $Q_{\text{вт}}^n$  – загальні внутрішні втрати рідини в насосі, гідророзподільнику і гідроциліндрі при виконанні штоком гідроциліндра прямого або зворотного ходу відповідно,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ ;

$qa$ ,  $qz$  – втрати рідини в гідроциліндрі і гідророзподільнику на стадії проектування гідросистеми, слід прийняти за паспортними даними для вказаних апаратів,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ .

Використовуючи встановлені вище дані та результати досліджень [12], загальний ККД на етапі проектування гідропривода при виконанні прямого напрямку руху штока визначається за формулою

$$\eta_{\text{гс.мс}} = \frac{Rz \cdot (1 - (Q_{\text{вт}}^n \cdot 1000) / (V_k \cdot n_n)) \cdot \eta_{\text{гм.н}}}{Rz \cdot (1,03 \dots 1,1) + Fn \cdot [\Delta P_C \cdot (1 - \varepsilon^2) + \Delta P_H] \cdot z \cdot 0,001}, \quad (4.33)$$

де  $\eta_{гм.н}$  – гідромеханічний ККД насоса (див. паспортні дані насоса);

$V_k$  – об'єм робочої камери насоса (див. паспортні дані насоса), см<sup>3</sup>/об.

За результатами виконаних розрахунків, загальний ККД гідросистеми механізму управління вильотом стріли самохідного крана повинен бути не нижчим за величину 0,6...0,75.

Якщо величина ККД нижче встановленого рівня, то для досягнення цієї вимоги необхідно зменшити втрати тиску в елементах гідросистеми стрілового крана.

#### **4.8. Визначення основних показників гідросистеми управління вильотом стріли крана**

Величина корисної потужності, яка забезпечується гідроциліндром(-ами), є головним параметром гідросистеми. Величина такої потужності  $N_{np}$ , яка передається через робоче обладнання крана на всю гідросистему на початковому етапі проектування гідропривода таких машин, з урахуванням напрямку руху штока, визначається за формулою, кВт,

$$N_{np} = R_{\zeta} \cdot \mathcal{U}_{ш}, \quad (4.34)$$

де  $R_{\zeta}$  – навантаження, що сприймає шток гідроциліндра або гідроциліндрів, кН;

$\mathcal{U}_{ш}$  – швидкість руху штока, м/с.

Параметри  $R_{\zeta}$  і  $\mathcal{U}_{ш}$  є параметрами, що встановлюються в процесі проектування крана і тому їх слід сприймати як початкові дані, що є вхідними даними для гідросистеми машини.

Тоді потужність, яка необхідна для привода насоса  $N_n^n$ , для виконання прямого ходу штока без урахування втрат у шарнірах стріли і гідроциліндра, складатиме величину, кВт,

$$N_n^n = (R_{\zeta} \cdot \mathcal{U}_{ш}) / \eta_{гс.мс}. \quad (4.35)$$

Зальна потужність  $N_{нз}^n$  для привода механізму управління вильотом стріли крана в сталому режимі роботи визначатиметься за формулою, кВт,

$$N_{нз}^n = (R\zeta \cdot \mathcal{A}u) / (\eta_{гс.мс} \cdot \eta_{шс}), \quad (4.36)$$

де  $\eta_{шс}$  – ККД шарнірного з'єднання стріли і гідроциліндра.

Тиск рідини, який розвиває насос для виконання прямого напрямку руху штока, визначається за формулою, МПа,

$$P_n^n = \Delta P_H + \Delta P_C \cdot (1 - \varepsilon^2) + \frac{1000}{Fn} \cdot R\zeta \cdot (1,03 \dots 1,1). \quad (4.37)$$

Крутний момент на валу насоса  $M_n^n$  для виконання прямого напрямку руху штока, Нм,

$$M_n^n = (P_n^n \cdot V_k) / (2 \cdot \pi \cdot \eta_{гм.н}), \quad (4.38)$$

де  $\eta_{гм.н}$  – гідромеханічний ККД насоса, залежність (4.9) або паспортні дані насоса.

Потужність  $N_{нр.т}^n$ , кВт, гідроциліндрів або гідроциліндра, величина якої передається на робоче обладнання крана за результатами завершення проектування гідропривода для виконання прямого напрямку руху штока, визначається за формулою, кВт,

$$N_{нр.т}^n = (P_n^n \cdot V_k \cdot n_n) / (\eta_{заг} \cdot 60000). \quad (4.39)$$

Ступінь відповідності результату проектування гідропривода крана за величиною потужності, яку він потребує на підставі вхідних даних і потужності, що забезпечується по завершенню процесу проектування, з урахуванням прямого напрямку руху штока, визначається за залежністю

$$P_z^{n(o)} = (1 - N_{нз}^n / N_{нр.т}^n) \cdot 100\%. \quad (4.40)$$

За результатами розрахунку показник відповідності результату проектування гідропривода може знаходитись у діапазоні  $\Pi_2^{n(o)} > 0$  або  $\Pi_2^{n(o)} < 0$  в ідеальному випадку  $\Pi_2^{n(o)} = 0$ .

На основі встановленої величини показника  $\Pi_2^n$  чи  $\Pi_2^o$  можна зробити висновок відносно результату проектування механізму управління вильотом стріли самохідного крана.

На підставі виконаних розрахунків скласти такі дані про гідропривод:

- загальний коефіцієнт корисної дії  $\eta_{гс.мс}$ ;
- потужність гідроциліндрів (гідроциліндра)  $N_{np}$ , кВт;
- потужність насоса  $N_{нз}^n$ , кВт;
- крутний момент на валу насоса  $M_n^n$ , Нм;
- ступінь якості проектування гідросистеми крана.

Наведені вище результати розрахунку є основними показниками, що отримано при проектуванні механізму управління вильотом стріли самохідного крана.

За результатами проектування гідросистеми механізму управління стрілою крана можна сформулювати такі висновки.

1. Наведені теоретичні залежності, на відміну від традиційного підходу, створюють можливості для проектування гідропривода в автоматизованому вигляді. Це дає можливість при проведенні розрахунків з метою проектування гідросистеми крана змінювати вхідні параметри та отримати максимальне значення ККД.

2. При визначенні ККД на етапі проектування для зменшення енергетичних втрат у гідросистемі ця величина повинна складати не менше 0,6 з урахуванням в'язкості (температури) рідини.

3. Величину ККД із максимальним його значенням можна досягти за рахунок впровадження в гідросистему сучасних конструктивних і технологічних рішень, зокрема визначення оптимального діаметра трубопроводу гідросистем на стадії проектування з урахуванням зміни в'язкості рідини та при контролюванні в автоматизованому режимі теплового стану рідини.

4. Для забезпечення сталої величини в'язкості необхідне розроблення системи підтримки температури на заданому рівні

або приладу для визначення в'язкості рідини, наприклад у масляному резервуарі при використанні мікропроцесорних систем для автоматизації цього процесу.

### ***Контрольні питання***

1. Назвіть умову, за якою визначається подача насоса.
2. За якою умовою визначається швидкість штока гідроциліндра?
3. Назвіть умову, за якою визначається об'єм робочої камери насоса.
4. Назвіть складові загального ККД насоса.
5. Назвіть швидкість рідини в напірній гідролінії.
6. Назвіть швидкість рідини в зливній гідролінії.
7. Назвіть умови вибору гідророзподільника.
8. Назвіть умови вибору запобіжного клапана.
9. Назвіть умови вибору резервуара для робочої рідини.
10. Назвіть умови вибору фільтра.
11. Як визначається режим течії рідини в гідросистемі?
12. Який режим течії рідини є менш енергоємним?
13. Які втрати тиску рідини присутні в гідросистемі?
14. Назвіть приблизні втрати тиску рідини в гідророзподільнику.
15. Назвіть приблизні втрати тиску рідини у зворотному клапані.
16. Назвіть складові втрати тиску в гідросистемі на ділянці від насоса до гідроциліндра.
17. Назвіть складові втрати тиску в гідросистемі на ділянці від гідроциліндра до резервуара робочої рідини.
18. Назвіть складові залежності для визначення загального ККД гідросистеми.
19. Назвіть основні розрахункові показники гідросистеми.
20. Яка головна мета досягається при проектуванні гідросистеми крана?



## 5. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ СТІЛОВИМ КРАНОМ

### 5.1. Початкові дані

Для забезпечення процесу проектування гідрофікованого механізму підймання вантажу стріловим краном необхідно визначити ряд початкових даних. До них, наприклад, на підставі початкових даних слід віднести:

- вантажопідйомність (максимальну),  $Q = 20$  т;
- довжину стріли, основної,  $L_{co} = 10$  м;
- довжину при телескопуванні всіх секцій стріли,  $L_{cb} = 21,7$  м;
- кількість секцій телескопічної стріли – 3;
- найбільшу висоту підймання гака, м;
  - а) основної стріли – 10 м;
  - б) телескопічної стріли – 21,8 м;
- номінальну швидкість підймання (опускання) вантажу стріловим краном,  $g_{sp} = 0,2$  м/с;
- потужність первинного двигуна,  $N_{двк} = 176$  кВт;
- кратність поліспасти,  $i_{п} = 6$ ;
- тиск рідини в гідросистемі крана,  $P_{н} = (12 \dots 16)$  МПа.

На підставі наведених даних необхідно розрахувати і вибрати такі складові механізму підймання вантажу:

- вантажний канат, блоки напрямні, блоки гака, барабан;
- редуктор;
- гідромотор і гідравлічні елементи управління;
- гальмо;
- визначити час пуску і гальмування механізму підймання вантажу краном і вибрати засоби їх забезпечення.

Розв'язання задачі з проектування механізму підймання вантажу базується на застосуванні системного підходу [11] і дослідженнях [14, 15, 16].

### 5.2. Будова сучасних гідрофікованих механізмів підймання вантажу стріловим краном

Гідрофіковані механізми підймання вантажу складаються з барабана 1, гальмівного пристрою 2, гідромотора 3 та редуктора

4, а також гідросистеми, що забезпечує приведення до руху барабана, схемні рішення яких наведено на рис. 5.1.

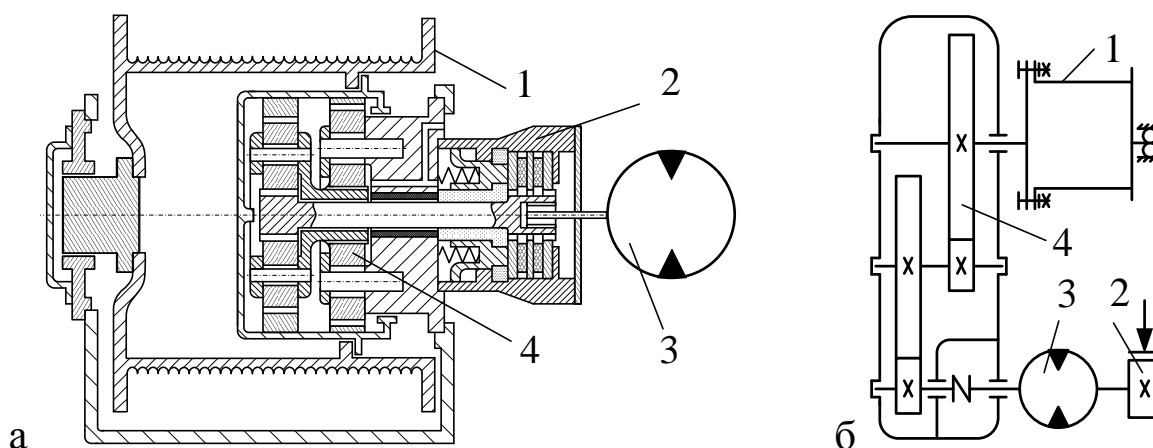


Рис. 5.1. Схемні рішення механізмів підймання вантажу стріловим краном (без зображення поліспасти)

Відомо, що використання в структурі механізму підймання вантажу серійних елементів дозволяє підвищити якість і технічний рівень таких механізмів, а також зменшити термін проектування, виготовлення, випробування та освоєння нових кранів, вирішити проблему постачання запасними частинами, налагодити сервісне технічне обслуговування, навчання і підготовку кадрів.

Такий підхід наглядно представлено на прикладі сучасного самохідного крана фірми TADANO (рис. 4.1), зокрема його гідросистему та складові на рис. 5.2, 5.3 і 5.4. Так, гідросистема механізму підймання вантажу для основної і допоміжної лебідок (Main Winch, Aux. Winch) складається з однотипних гідроелементів. Розглядаючи гідросистему (рис. 4.1), можна побачити, що кожен із гідромоторів механізму підймання вантажу здатний працювати за умови подачі рідини через індивідуальні гідророзподільники з ручним управлінням від одного або від обох насосів залежно, від призначення лебідки і за умови обов'язкової подачі рідини до гальмівного пристрою через гідророзподільник із електромагнітним управлінням. Задану величину швидкості опускання вантажу забезпечує гальмівний "врівноважувальний" клапан (термінологія технічної документації крана TADANO). Захист гідросистеми від

перевантаження забезпечує запобіжний клапан, що розміщується біля гідромотора. Конструкцію механізму підймання вантажу і складові цього механізму наведено на рис. 5.2, 5.3 і 5.4.

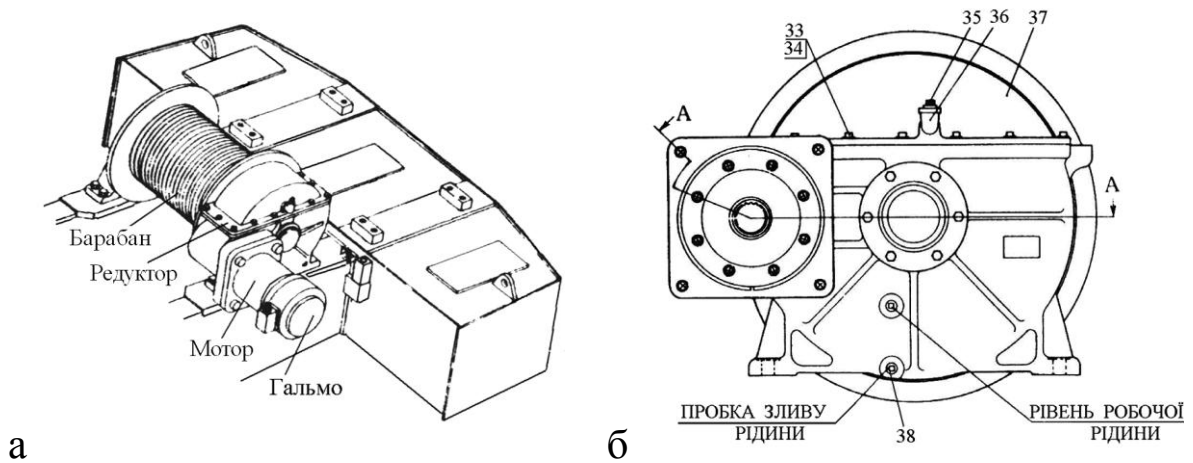


Рис. 5.2. Механізм підймання вантажу крана TADANO:  
а – загальний вигляд; б – вигляд з боку редуктора

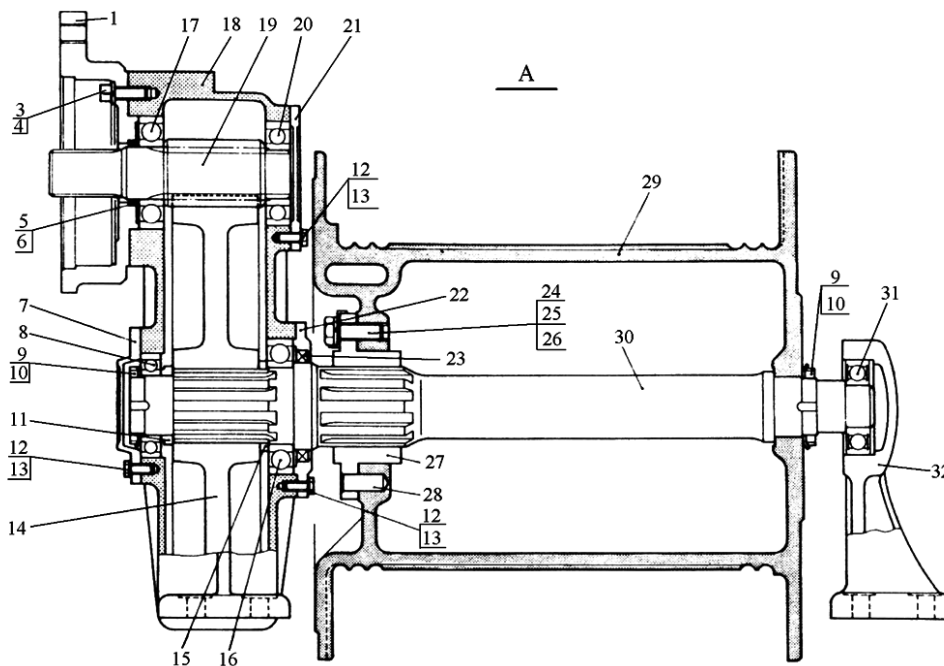


Рис. 5.3. Розріз барабана крана TADANO (за рис. 5.2, б)

Позначення на рис. 5.3 характеризують таке: 1 – кронштейн гідромотора; 2 – гідромотор (показаний окремо); 3, 33 – болти з шестигранним поглибленням у головці; 4, 34 – пружинні шайби; 5 – захисна кришка підшипника; 6, 23 – ущільнювачі (сальники); 7, 21, 22 – кришки підшипників; 8, 16, 17, 20, 31 – кулькопід-

шипники; 9 – гайка; 10 – шайба; 11, 15 – кільця розрізні; 12, 24 – болти; 13 – пружинна шайба; 14 – шестірня; 18 – корпус шестірні; 19 – вал-шестірня; 25 – пружинна шайба; 26 – замкова пластина; 27 – бобишка барабана.

Конструктивне виконання гідромотора, що забезпечує рух барабана механізму підймання вантажу, наведено на рис. 5.4.

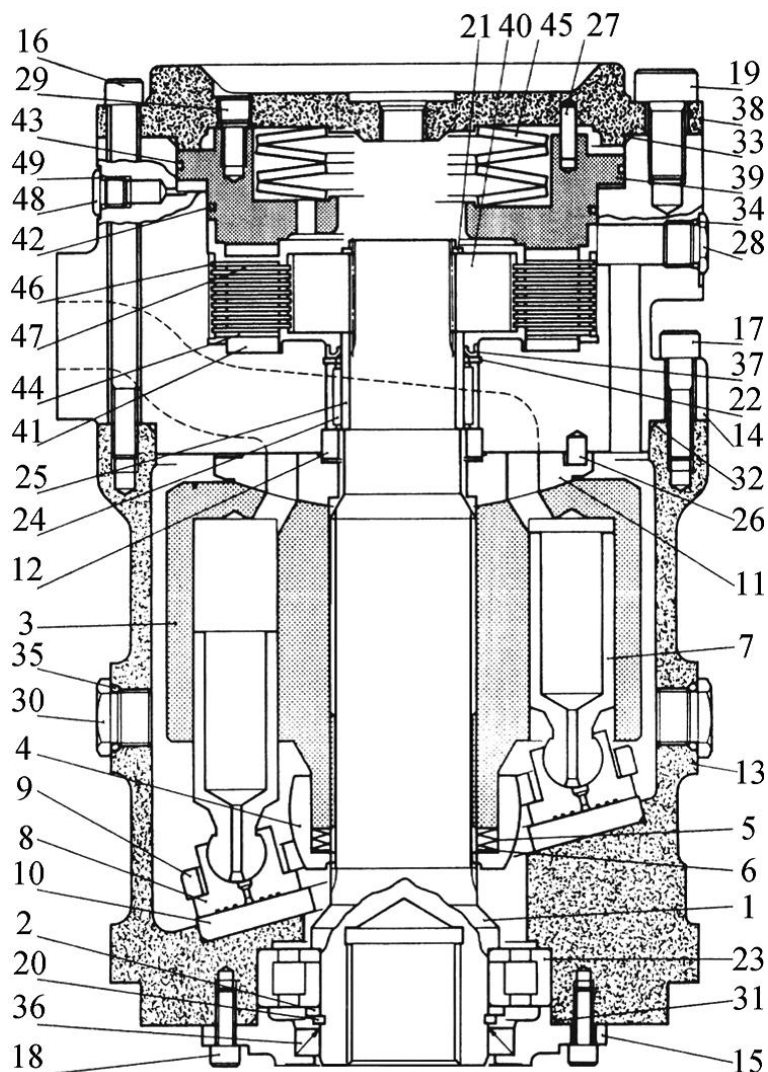


Рис. 5.4. Гідромотор приведення до руху барабана механізму підймання вантажу крана TADANO

Конструктивні елементи гідромотора, наведені на рис. 5.4, характеризують таке: 1 – вихідний вал; 2 – втулка розпірна; 3 – блок циліндрів; 4 – сферична втулка; 5, 45 – тарільчасті пружини; 6 – регулювальна прокладка; 7 – поршень; 8 – опори поршневі; 9 – стопорний диск; 10 – похила шайба; 11 – розподільний диск;

12 – напрямне кільце; 13 – корпус; 14 – кришка розподільного диска; 15 – передня торцева кришка; 16, 17, 18, 19 – болти з внутрішнім шестигранником у головці; 20, 21 – пружинні стопорні кільця; 22 – замкове кільце; 23 – роликотідшипник; 24 – голчатий підшипник; 25 – внутрішнє кільце; 26, 27 – контрольні штифти; 28, 29, 30, 48 – пробки; 31, 32, 33, 34, 35, 49 – O-подібні ущільнювальні кільця; 36, 37 – ущільнювачі (сальники); 38 – кришка гальма; 39 – поршень гальма; 40 – шліцьове з'єднання; 41 – втулка розпірна; 42, 43 – поршневі кільця.

Детальне представлення в цілому сучасного механізму підймання вантажу свідчить про високий рівень якості проектування таких механізмів для стрілових кранів.

### **5.3. Вибір каната, блоків напрямних, гакової підвіски і барабана**

Для розрахунку і вибору основних елементів механізму підймання вантажу стріловим мобільним краном з телескопічною стрілою необхідно такий механізм представити у вигляді структурно-функціональної системи (СФС), яку схематично показано на рис. 5.5.

До основних складових такого механізму входить поліспаст, канат якого для підймання чи опускання вантажу взаємодіє з обертальним рухом барабана. Діаметр барабана визначається через діаметр каната, діаметр якого, у свою чергу, визначається через прийняту вантажопідйомність крана і режим навантаження механізму і крана в цілому.

Барабан приводиться в обертальний рух завдяки редуктору, який забезпечує відповідну швидкість руху вантажу. Редуктор, на підставі наведеного, вибирається таким чином, щоб передати через себе відповідну потужність при необхідних частотах обертання вхідного і вихідного його валів з заданим передаточним числом.

У свою чергу редуктор приводиться в рух гідромотором з установленим об'ємом робочої камери і необхідною частотою обертів його вихідного вала за умови роботи з заданим тиском робочої рідини. Гідромотор, як пристрій, що забезпечує перетворення гідравлічної енергії в механічну, приводиться в

режим роботи завдяки використанню гідравлічного насоса з системою управління цим насосом. Гідравлічний насос приводиться в рух первинним двигуном крана через роздавальну коробку, яка характеризується, як і всі інші елементи механізму, своїм коефіцієнтом корисної дії.

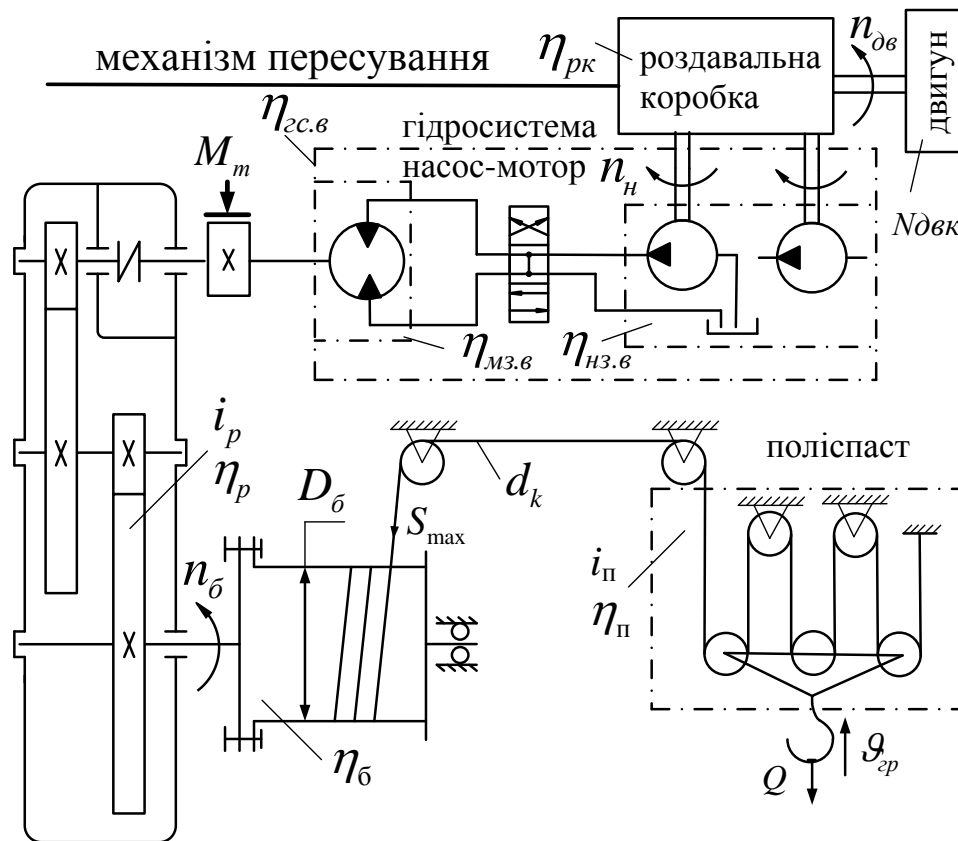


Рис. 5.5. Схема СФС механізму підймання вантажу стріловим краном

Позначення на рис. 5.5 характеризують таке:

$N_{двк}$  – потужність двигуна крана;

$Q$  – вантажопідйомність крана;

$n_{дв}$ ,  $n_n$  – частота обертів вала двигуна і насоса відповідно;

$D_b$  – діаметр барабана;

$d_k$  – діаметр каната;

$g_{сп}$  – швидкість підймання вантажу;

$i_p$  – передаточне число редуктора;

$i_{п}$  – передаточне число поліспасти;

$M_m$  – гальмівний момент;

$S_{\max}$  – зусилля в канаті;  
 $\eta_p$  – ККД редуктора;  
 $\eta_{\Pi}$  – ККД поліспасти;  
 $\eta_{\delta}$  – ККД барабана;  
 $\eta_{pk}$  – ККД роздавальної коробки;  
 $\eta_{гс.в}$  – ККД гідросистеми механізму підймання вантажу в цілому з її складовими ККД насоса  $\eta_{нз.в}$ , мотора  $\eta_{мз.в}$ , гідророзподільника і трубопроводів.

Для підвищення продуктивності роботи крана з урахуванням вантажопідйомності крана потужність його первинного двигуна розподіляють не менше, ніж на дві частини, яку через роздавальну коробку підводять до гідравлічних насосів, як це показано на рис. 5.5. В окремих випадках для роботи механізму підймання вантажу потоки робочої рідини обох насосів можуть об'єднуватись, що розширює можливості роботи таких механізмів крана, у тому числі і інших механізмів крана, зокрема підвищення руху гідроциліндра механізму управління вильотом стріли крана.

Зусилля в канаті  $S_{\max}$ , що поступає на барабан, кН,

$$S_{\max} = g \cdot (Q + q_n) / (m \cdot \eta_{\Pi}), \quad (5.1)$$

де  $Q$  – максимальна вантажопідйомність крана, т;

$q_n$  – маса гакової підвіски, т;

$m$  – кількість ниток каната, що утримує вантаж;

$\eta_{\Pi}$  – загальний ККД вантажного поліспасти з урахуванням кількості обвідних блоків.

Загальний ККД поліспасти розраховується за формулою

$$\eta_{\Pi} = \frac{1}{m} \cdot \frac{1 - \eta^m}{1 - \eta} \cdot \eta_{об}^t, \quad (5.2)$$

де  $t$  – кількість обвідних блоків, що змінюють напрямок каната на ділянці від гакової підвіски до барабана;

$\eta$  – ККД блоків гакової підвіски і нерухомих блоків, що огинає вантажопідйомний канат;

$\eta_{об}$  – ККД блоків, розташованих на ділянці від гакової підвіски до барабана.

Розрахункове розривне зусилля  $S_{раз}$  каната в цілому, кН,

$$S_{раз} = K_n \cdot S_{max}, \quad (5.3)$$

де  $K_n$  – коефіцієнт запасу міцності каната.

Коефіцієнт  $K_n$  запасу міцності каната приймається залежно від навантаження механізму підймання вантажу крана. Згідно з дослідженнями [17] з урахуванням сучасних рекомендацій, які наведено в табл. 5.1 (для легкого режиму роботи), цей коефіцієнт приймається на рівні  $K_n = 5,6$ .

Значення діаметра каната вибирають за довідковими даними [5] виходячи з умови  $S_{раз}^{расч} \geq K_n \cdot S_{max}$ .

За результатами вибору каната [5] слід вказати:

- розривне зусилля, кН;
- діаметр каната  $d_k$ , мм;
- межу міцності дротів каната;
- тип каната, конструктивне виконання.

Таблиця 5.1

Коефіцієнт  $K_n$  залежно від групи режиму роботи механізму

Но- мер з/п	Класифікаційна група механізмів за рівнем навантаження			$K_n$
	режим роботи	за ІСО 4301/1	за вітчизняними стандартами	
1	Л	М1	1М	3,15
2	Л	М2	1М	3,35
3	Л	М3	1М	3,55
4	Л	М4	2М	4,0
5	Л	М5	3М	4,5
6	С	М6	4М	5,6
7	Т	М7	5М	7,1
8	ВТ	М8	6М	9,0



Наприклад, за довідковими даними прийнято канат подвійної завивки типу ЛК-З, 6 х 25 дротів з одним органічним сердечником  $d_k=8,1$  мм (ДСТ 7668-80), з розривним зусиллям  $F_p = 23500$  Н, що наведено в якості паспортних даних каната.

Фактичний коефіцієнт запасу міцності каната  $K_\phi$  складає

$$K_\phi = F_p / S_{\max} \cdot \quad (5.4)$$

Мінімальний діаметр барабана  $D_1$ , блоків гака  $D_2$ , напрямних блоків  $D_3$ , який вимірюється посередині лінії навитого каната, визначається за формулами, м,

$$\begin{aligned} D_1 &\geq h_1 \cdot d_k \cdot 0,001, \\ D_2 &\geq h_2 \cdot d_k \cdot 0,001, \\ D_3 &\geq h_3 \cdot d_k \cdot 0,001, \end{aligned} \quad (5.5)$$

де  $h_1, h_2, h_3$  – коефіцієнти впливу на сумісну працездатність каната з барабаном, блоками гака та напрямними блоками.

Відповідно до стану їх навантаження величини цих коефіцієнтів наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Коефіцієнти вибору  $h_1, h_2, h_3$

Номер з/п	Класифікація групи механізму за вітчизняним стандартом	Коефіцієнти вибору діаметра		
		барабана $h_1$	блоків гака $h_2$	направних блоків $h_3$
1	1М	11,2	12,5	11,2
2	1М	12,5	14,0	12,5
3	1М	14,0	16,0	12,5
4	2М	16,0	18,0	14,0
5	3М	18,0	20,0	14,0
6	4М	20,0	22,4	16,0
7	5М	22,4	25,0	16,0
8	6М	25,0	28,0	18,0

Результат визначення діаметра барабана  $D_1$ , м, приймається не меншим за розрахункове і позначається як  $Dб$ .

Загальна довжина  $\ell_{\sigma}$  барабана, м,

$$\ell_{\sigma} = \ell_n + (7 \cdot t_k) / 1000, \quad (5.6)$$

де  $\ell_n$  – довжина нарізної частини барабана, м;

$t_k$  – крок нарізки канавок на барабані механізму підймання вантажу, мм.

Крок нарізки канавок на барабані визначається за формулою, мм,

$$t_k = d_k + (1..3). \quad (5.7)$$

Довжина нарізної частини барабана  $\ell_n$  визначається на підставі рівняння, м,

$$\ell_n = t_k \cdot [(L_{св} \cdot \sin \gamma_{ви}^{\max} \cdot i_n + h_k) / (\pi \cdot D_{\sigma}) + Z_0] \cdot 0,001, \quad (5.8)$$

де  $L_{св}$  – максимальна довжина стріли за умови повного телескопування всіх секцій стріли, м;

$\gamma_{ви}^{\max}$  – максимальний кут нахилу стріли, становить  $65^{\circ} \dots 75^{\circ}$ ;

$h_k$  – відстань від поверхні землі до п'яти кріплення стріли (див. табл. 2.1, рис. 2.3), м;

$Z_0$  – кількість витків, що залишаються на барабані при торканні гакової обойми землі, приймається 3 ... 4 витки.

За умови  $\ell_{\sigma} \leq (3 \cdot D_{\sigma})$  барабан виконується нарізним.

Якщо ця умова не дотримується, то необхідно перейти на багат шарове навивання каната на барабан.

Кількість робочих витків на барабані  $Z_p$  складає величину

$$Z_p = (L_{ев} \cdot \sin \gamma_{ви}^{\max} \cdot i_n + h_k) / [\pi \cdot (D_k \cdot n_c + d_k \cdot n_c^2) / 1000], \quad (5.9)$$

де  $D_k$  – конструктивний діаметр барабана, м;

$n_c$  – кількість шарів навивання каната на барабан.

Конструктивний діаметр барабана  $D_k$  з гладкою поверхнею складає величину, м,

$$D_k = D_{\bar{o}} - (d_k / 1000). \quad (5.10)$$

Тоді довжина барабана складатиме величину, м,

$$\ell_{\bar{o}} = d_k \cdot (Z_p + Z_0) / (1000 \cdot \varphi), \quad (5.11)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт нерівномірності укладання каната на барабан, приймається 0,9.

Визначивши довжину барабана, за умови багатошарового навивання каната на гладкий барабан необхідно знову перевірити виконання умови  $\ell_{\bar{o}} \leq (3 \cdot D_k)$ . При виконанні цієї умови слід визначити усереднену величину барабана  $D_{cp}$  виходячи з умови кількості шарів навивання каната на барабан, м,

$$D_{cp} = D_k + (n_c \cdot d_k) / 1000 = D_{\bar{o}} + (d_k \cdot (n_c - 1)) / 1000. \quad (5.12)$$

Визначення величини дійсного діаметра барабана впливає на подальші результати вибору інших складових механізму підймання вантажу краном з телескопічною стрілою.

#### 5.4. Вибір редуктора і гідромотора

Для визначення параметрів редуктора і гідромотора на стадії проектування гідрофікованого механізму підймання вантажу можна скористатись умовною рівновагою потужностей у сталому режимі роботи даного механізму крана. Сутністю цієї умовної рівноваги є послідовне перетворення вхідної потужності первинного двигуна у вихідну корисну потужність механізму.

Особливістю роботи первинного двигуна є те, що тільки частина його потужності, тобто  $N_{двк} \cdot k_N$ , перетворюється в системі насос-гідромотор у гідравлічну потужність  $N_{\bar{o}г}$ , яка у свою чергу перетворюється знову в механічну енергію  $N_{\bar{o}м}$  через редуктор, барабан і поліспаг.

Завдяки конструктивному виконанню роздавальної коробки в основному частота обертання вала первинного двигуна  $n_{\text{двк}}$  і вала насоса  $n_n$  співпадає, тобто  $n_n = n_{\text{двк}}$ . На підставі наведеного таку послідовність перетворення потужності первинного двигуна в корисну потужність з урахування втрат потужності можна (без урахування розмірності) представити рівнянням

$$N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot \eta_{\text{рк}} > N_{\text{бг}} > N_{\text{бм}}, \quad (5.13)$$

де  $k_N$  – частина потужності первинного двигуна, що споживається механізмом підймання вантажу;

$N_{\text{бг}}$  – потужність на валу гідромотора або на вхідному валу редуктора, що визначається як гідравлічна потужність,  $N_{\text{бг}} = (P_{\text{мв}} \cdot V_{\text{мв}} \cdot n_{\text{мв}}) / (60 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{гсв}})$ ;

$N_{\text{бм}}$  – потужність на валу редуктора, що визначається як механічна потужність, яка розраховується через знання величини зусилля в канаті, величини діаметра барабана і його кутової швидкості за формулою  $N_{\text{бм}} = (S_{\text{мах}} \cdot D_{\text{б}} \cdot \omega_{\text{б}}) / (2 \cdot \eta_{\text{гсв}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{б}})$ .

Рівняння (5.13) з урахуванням параметрів складових гідравлічної і механічної потужності механізму можна представити як, кВт,

$$N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot \eta_{\text{рк}} > \frac{P_{\text{мв}} \cdot V_{\text{мв}} \cdot n_{\text{мв}}}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{гсв}}} > \frac{S_{\text{мах}} \cdot D_{\text{б}} \cdot \omega_{\text{б}}}{2 \cdot \eta_{\text{гсв}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{б}}}, \quad (5.14)$$

де  $P_{\text{мв}}$  – тиск рідини на вході в гідромотор механізму підймання вантажу, МПа;

$V_{\text{мв}}$  – об'єм робочої камери гідромотора, см<sup>3</sup>/об;

$n_{\text{мв}}$  – частота обертання вала гідромотора, хв<sup>-1</sup>;

$S_{\text{мах}}$  – зусилля в канаті, що поступає на барабан, кН;

$D_{\text{б}}$  – діаметр барабана, м;

$\eta_{\text{б}}$  – ККД барабана;

$\omega_{\text{б}}$  – кутова швидкість барабана, 1/с.

Кутова швидкість барабана механізму підймання вантажу крана визначається за відомою формулою, 1/с,

$$\omega_{\delta} = \pi \cdot n_{\delta} / 30. \quad (5.15)$$

Після заміни  $\omega_{\delta}$  в рівнянні (5.14) на  $\omega_{\delta}$  з рівняння (5.15) і без першої складової в рівнянні (5.14) отримаємо

$$P_{m\delta} \cdot V_{m\delta} \cdot n_{m\delta} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot \pi \cdot 1000 \cdot n_{\delta}}{\eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}}. \quad (5.16)$$

Якщо праву і ліву частини рівняння (5.16) поділити на параметр  $n_{\delta}$ , а отримане відношення двох частот  $n_{m\delta}/n_{\delta}$  назвати величиною загального передаточного числа редуктора і позначити його як  $i_p$ , тоді рівняння (5.16) можна представити в такому вигляді:

$$P_{m\delta} \cdot V_{m\delta} \cdot i_p = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot \pi \cdot 1000}{\eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}}. \quad (5.17)$$

На підставі рівняння (5.17) визначимо величину передаточного числа редуктора  $i_p$  механізму підймання вантажу стріловим краном, яке визначатиметься за формулою

$$i_p = (S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot \pi \cdot 1000) / (P_{m\delta} \cdot V_{m\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n). \quad (5.18)$$

Однак визначити величину передаточного числа редуктора  $i_p$  механізму підймання вантажу стріловим краном не можна, оскільки невідомою величиною також є  $V_{m\delta}$ . Проте використання залежностей (5.13) – (5.18) дає підстави для подальшого розв'язання задачі.

Так, для визначення  $i_p$  можна скористатись таким підходом. Відоме рівняння (5.17) можна представити як, Нм,

$$\frac{P_{m\delta} \cdot V_{m\delta}}{2 \cdot \pi} \cdot i_p = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot 1000}{2 \cdot \eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}}. \quad (5.19)$$

Складові в рівнянні (5.19) являють собою крутний момент на вторинному валу редуктора механізму підймання вантажу, тобто

$$\frac{P_{мв} \cdot V_{мв} \cdot i_p}{2 \cdot \pi} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot 1000}{2 \cdot \eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}} = M_{мвт}, \quad (5.20)$$

де  $M_{мвт}$  – крутний момент на вторинному валу редуктора механізму підймання вантажу краном, Нм.

Крутний момент на первинному валу редуктора можна представити через енергію первинного двигуна крана.

За наявності в структурі крана декількох механізмів, які можуть працювати одночасно з механізмом підймання вантажу, на підставі цього потужність первинного двигуна для роботи механізму підймання вантажу витратиться частково, зокрема  $N_{\delta vk} \cdot k_N$ , кВт. Тоді крутний момент на первинному валу редуктора  $M_{мвт}$  визначається за формулою, Нм,

$$M_{мвт} = \frac{N_{\delta vk} \cdot k_N \cdot 30 \cdot 1000}{\pi \cdot n_n} \cdot \eta_{pk} \cdot \eta_{гс.в}, \quad (5.21)$$

де  $\eta_{гс.в}$  – ККД гідросистеми насос-гідромотор механізму підймання вантажу краном, приймається за дод. 1 і 2.

Замінивши у виразі (5.21) складову  $M_{мвт}$  рівнянням (5.20), отримаємо

$$\frac{N_{\delta vk} \cdot k_N \cdot 30}{\pi \cdot n_n} \cdot \eta_{pk} \cdot \eta_{гс.в} \cdot i_p = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta}}{2 \cdot \eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}}. \quad (5.22)$$

Тоді передаточне число редуктора  $i_p$  визначатиметься за формулою

$$i_p = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot \pi \cdot n_n}{N_{\delta vk} \cdot k_N \cdot 60 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{pk} \cdot \eta_{гс.в} \cdot \eta_p}. \quad (5.23)$$

Відомо, що передаточне число редуктора  $i_p$  є відношенням частоти обертання первинного (вхідного) вала  $n_{me}$  до частоти обертання вторинного (вихідного) вала редуктора, тобто до частоти обертання вала барабана  $n_b$

$$i_p = n_{me} / n_b. \quad (5.24)$$

Вибір редуктора залежить від знання частоти обертання його вхідного і вихідного валів, а це потребує їх визначення. Так, частота обертання вала на виході редуктора, тобто частота обертання вала барабана  $n_b$ , визначається за формулою,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$$n_b = (60 \cdot \mathcal{G}_{zp} \cdot i_p) / (\pi \cdot D_b). \quad (5.25)$$

Враховуючи те, що передаточне число редуктора вже встановлено на підставі залежності (5.24), частота обертання вхідного вала редуктора, тобто частота обертів вала гідромотора  $n_{me}$ , визначається як,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$$n_{me} = i_p \cdot n_b. \quad (5.26)$$

Для вибору редуктора з довідкової літератури відомими є всі складові, зокрема величина потужності, що передає редуктор  $N_{двк} \cdot k_N$ , частота обертання його вхідного  $n_{me}$  і вихідного валів  $n_b$  та передаточне число редуктора  $i_p$ . Однак слід зазначити, що в системі механізму підймання вантажу стріловим краном невизначеним є параметр, що характеризує собою об'єм робочої камери гідромотора, при цьому частота обертання вала гідромотора є відомою. З цього випливає висновок, що вибір редуктора і гідромотора є взаємозалежними і визначати їх параметри з довідкової літератури необхідно одночасно. Відомо, що за відсутності втрат рідини в гідросистемі механізму підймання вантажу об'єм рідини, який споживається гідромотором  $Q_{me}$ , співпадає з величиною подачі насоса  $Q_n$ , тобто

$$Q_n = Q_{me}. \quad (5.27)$$

Замінивши їх у виразі (5.27) складовими, отримаємо

$$V_k \cdot n_n = V_{мвр} \cdot n_{мв}, \quad (5.28)$$

де  $V_k$ ,  $V_{мвр}$  – об'єм робочої камери насоса і гідромотора відповідно, см<sup>3</sup>/об;

$n_n$ ,  $n_{мв}$  – частота обертання вала насоса і гідромотора механізму підймання вантажу відповідно, хв<sup>-1</sup>.

Частота обертання вала насоса є відомою і характеризується частотою обертання вала первинного двигуна самохідного стрілового крана за умови, що роздавальна коробка передає без зміни частоту обертання вала двигуна. Також відомою величиною є об'єм робочої камери насоса  $V_k$  (див. розд. 4). Враховуючи наведене на стадії проектування механізму підймання вантажу, розрахунковий об'єм робочої камери гідромотора  $V_{мвр}$  визначається за формулою, см<sup>3</sup>/об,

$$V_{мвр} = (V_k \cdot n_n) / n_{мв}. \quad (5.29)$$

На підставі отриманої розрахункової величини об'єму робочої камери гідромотора  $V_{мвр}$  і знання величини тиску в гідросистемі механізму підймання вантажу, на рівні  $P_n$ , і враховуючи знання встановлених розрахункових параметрів редуктора, забезпечується сумісно вибір їх паспортних значень із довідкової літератури. До встановлених параметрів відносять такі: величину об'єму робочої камери гідромотора, що позначається як  $V_{мв}$ ; передаточне число редуктора, що позначається як  $i_{pn}$ ; частоту обертання вхідного і вихідного валів редуктора, що позначаються як  $n_{мвн}$ ,  $n_{бн}$ .

При виборі гідромотора механізму підймання вантажу (див. дод. 2) необхідно вказати такі паспортні параметри: об'єм робочої камери, см<sup>3</sup>/об; номінальну, мінімальну та максимальну частоти обертання вала мотора, хв<sup>-1</sup>; об'ємний, механічний і загальний ККД; номінальний тиск рідини, МПа; момент інерції обертових мас гідромотора, кгм<sup>2</sup>.

При виборі редуктора механізму підймання вантажу [5] необхідно вказати такі паспортні параметри: передаточне число



редуктора; частоти обертання вхідного і вихідного вала редуктора,  $\text{хв}^{-1}$ ; потужність, яку передає редуктор, кВт; ККД редуктора; режим навантаження редуктора.

На підставі вибору стандартизованих параметрів редуктора і гідромотора за результатами паспортних даних, а також знання середньої величини діаметра барабана  $D_{cp}$  необхідно уточнити середню швидкість підймання вантажу  $\mathcal{G}_{cp}^{ym}$  за формулою, м/с,

$$\mathcal{G}_{cp}^{ym} = (\pi \cdot V_k \cdot n_n \cdot \eta_{o.zc} \cdot D_{cp}) / (60 \cdot i_n \cdot i_{pn} \cdot V_{Mв}). \quad (5.30)$$

За формулою (5.30) визначається фактична швидкість, яка забезпечується при підйманні вантажу стріловим краном.

## **5.5. Визначення загального ККД гідросистеми механізму підймання вантажу стріловим краном**

### **5.5.1. Формування початкових даних**

Для забезпечення процесу проектування гідросистеми механізму підймання вантажу стріловим краном необхідно визначити ряд початкових даних. До них слід віднести:

а) в'язкість робочої рідини в гідросистемі при сталій температурі –  $\nu_c$ ,  $\text{см}^2/\text{с}$ ;

б) густину робочої рідини –  $\rho$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

в) довжини  $l$  – жорстких гідроліній (рис. 5.6) на різних ділянках гідросистеми крана розмірністю, м, та  $\xi$  – безрозмірні коефіцієнти місцевих опорів, які позначено:

– для напірної ділянки  $l_1$  і  $\xi_1$ ;

– для виконавчої робочої ділянки  $l_2$  і  $\xi_2$ ;

– для виконавчої неробочої ділянки  $l_3$  і  $\xi_3$ ;

– для зливної ділянки трубопроводу  $l_4$  і  $\xi_4$ .

Крім наведених даних, необхідно встановити або прийняти за даними крана-прототипу такі параметри:

– робочий тиск  $P_H$  рідини в гідросистемі при управлінні вильотом стріли крана КС-45719-2,  $P_H = (12... 16)$  МПа;

- потужність двигуна  $N_{двк}$ , яка забезпечує процес управління вильотом стріли крана КС-45719-2,  $N_{двк} = 176$  кВт;
- частоту обертів вала  $n_n$  насоса,  $хв^{-1}$ .

Для проектування гідросистеми насос-гідромотор механізму підймання вантажу стріловим краном на рис. 5.6 представлена гідросистема в спрощеному вигляді.

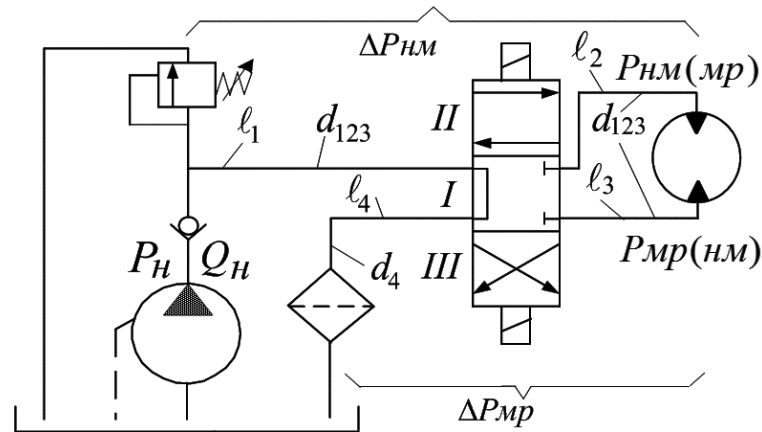


Рис. 5.6. Гідросистема насос-мотор механізму підймання вантажу стріловим краном (спрощена схема)

Позначення на рис. 5.6 співпадають з даними, наведеними в якості початкових даних і в тексті розд. 5.

### 5.5.2. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі від лінійних опорів у механізмі підймання вантажу стріловим краном

В основі визначення лінійних втрат тиску в гідроприводі використовується метод [12], який дозволяє визначити режим течії рідини за величиною параметра  $m_i$ . Якщо величина безрозмірного параметра  $m_i$  менша від одиниці, то режим течії рідини відповідає ламінарному, а якщо ця величина більша від одиниці або дорівнює одиниці, то режим течії рідини турбулентний. Індекс  $i$  характеризує конкретну ділянку гідропривода. При розрахунках параметра  $m_i$  індекс  $i$  слід замінити на номер конкретної ділянки гідропривода і скористатись формулами:

- для напірної і виконавчої робочої і неробочої ділянок

$$m_{123} = \frac{9,1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_n}{d_{123} \cdot v_c}, \quad (5.31)$$

- для зливної ділянки

$$m_4 = \frac{9,1468 \cdot 10^{-2} \cdot Q_n}{d_4 \cdot v_c}, \quad (5.32)$$

де  $d_{123}$ ,  $d_4$  – діаметри трубопроводу на напірній, виконавчій робочій і виконавчій неробочій і зливній ділянках, мм.

Діаметри  $d_{123}$  і  $d_4$  приймаються за даними розд. 4.

При використанні залежностей для визначення параметра  $m_i$  витрати рідини в гідросистемі –  $Q_n$ , дм<sup>3</sup>/хв, а в'язкість рідини –  $\nu_c$ , см<sup>2</sup>/с. У загальному вигляді [8, 12], незалежно від призначення ділянки гідропривода, лінійні втрати тиску для жорсткого трубопроводу складають, МПа:

- при ламінарному режимі

$$\Delta P_i^L = 0,87 \cdot m_i \cdot \frac{\nu_c^2}{d_i^3} \cdot \ell_i \cdot \rho; \quad (5.33)$$

- при турбулентному режимі

$$\Delta P_i^T = \Delta P_i^L \cdot 1,41 \cdot \sqrt[4]{m_i^3}. \quad (5.34)$$

Якщо після розрахунків параметрів  $m_{123}$ , та  $m_4$  для будь-якої з ділянок трубопроводу встановлено, наприклад, що параметр цей має значення більше або дорівнює одиниці, то режим течії рідини на цій ділянці є турбулентним, і тоді для визначення лінійних втрат тиску використовуються обидві формули. Якщо ж він складає величину меншу від одиниці, то режим течії рідини – ламінарний, і в цьому випадку використовується лише перша формула. Розрахункову величину втрат тиску від лінійних опорів для будь-якої ділянки трубопроводу позначимо як  $\Delta P_i^{L.T}$ . У зв'язку з цим втрати тиску для кожної з ділянок гідросистеми позначимо як  $\Delta P_1^{L.T}$ ,  $\Delta P_2^{L.T}$ ,  $\Delta P_3^{L.T}$ ,  $\Delta P_4^{L.T}$ . При цьому для визначення лінійних втрат тиску на конкретній ділянці необхідно

замінити індекс  $i$  у параметрах  $m_i$ ,  $l_i$  і  $d_i$  на номер відповідної ділянки трубопроводу:

- $l_1$ ,  $m_{123}$  і  $d_{123}$  на напірній ділянці і визначити втрати тиску  $\Delta P_1^{Л.Т}$ ;
- $l_2$ ,  $m_{123}$  і  $d_{123}$  на виконавчій робочій ділянці і визначити втрати тиску  $\Delta P_2^{Л.Т}$ ;
- $l_3$ ,  $m_{123}$  і  $d_{123}$  на виконавчій неробочій ділянці і визначити втрати тиску  $\Delta P_3^{Л.Т}$ ;
- $l_4$ ,  $m_4$  і  $d_4$  на зливній ділянці і визначити втрати тиску  $\Delta P_4^{Л.Т}$ .

### 5.5.3. Визначення втрат тиску в гідроприводі від місцевих опорів

У загальному вигляді величини втрат тиску рідини  $\Delta P_{mi}$ , МПа, залежно від місцевих опорів [8, 12] визначаються за формулою, МПа,

$$\Delta P_{mi} = 0,000225 \cdot \frac{Q^2}{d_i^4} \cdot m_i \cdot \rho \cdot \xi_i, \quad (5.35)$$

де  $d_i$  – діаметр трубопроводу на окремій ділянці гідропривода механізму підймання вантажу, мм;

$\xi_i$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів на окремій ділянці трубопроводу.

Для наведеної формули залежно від конкретної ділянки гідропривода витрати рідини  $Q$  необхідно замінити на  $Q_n$ . При визначенні втрат тиску від місцевих опорів на конкретній ділянці трубопроводу необхідно замінити індекс  $i$  у параметрах  $\xi_i$  і  $d_i$  на номер конкретної ділянки трубопроводу: для напірної ділянки на  $\xi_1$  і  $d_{123}$ ; для виконавчої робочої ділянки –  $\xi_2$  і  $d_{123}$ ; для виконавчої неробочої ділянки –  $\xi_3$  і  $d_{123}$ ; для зливної ділянки –  $\xi_4$  і  $d_4$ . На підставі формули (5.35) сумарні втрати тиску рідини від місцевих опорів на ділянці від насоса до гідророзподільника  $\Delta P_{m1}$  та від гідророзподільника до робочої порожнини гідромотора  $\Delta P_{m2}$  складають величину, МПа,

$$\Delta P_{.m1} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_H^2}{d_{123}^4} \cdot \xi_1, \quad (5.36)$$

$$\Delta P_{.m2} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_H^2}{d_{123}^4} \cdot \xi_2. \quad (5.37)$$

Сумарні втрати тиску рідини від місцевих опорів на ділянці від неробочої порожнини гідромотора до гідророзподільника  $\Delta P_{.m3}$  і від гідророзподільника до резервуара робочої рідини  $\Delta P_{.m4}$  визначаються за формулами, МПа,

$$\Delta P_{.m3} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_H^2}{d_{123}^4} \cdot \xi_3, \quad (5.38)$$

$$\Delta P_{.m4} = 0,000225 \cdot \frac{\rho \cdot Q_H^2}{d_4^4} \cdot \xi_4. \quad (5.39)$$

Із отриманих залежностей видно, що рівень втрат тиску рідини на вказаних ділянках гідросистеми залежить від величини діаметрів трубопроводу, значення цих опорів та інших факторів.

#### 5.5.4. Визначення втрат тиску в елементах гідропривода

Заводом-виготівником для створених гідравлічних елементів ним експериментально встановлюється величина втрат тиску  $\Delta P_{v_{0,3}}$  при забезпеченні таких обов'язкових умов: в'язкість робочої рідини в гідросистемі близька до значення  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$  (Ст); об'єм робочої рідини при проходженні через гідроелемент знаходиться на рівні номінального, який позначимо як  $Q_{ном}^j$ . Індекс  $j$  при використанні параметра  $Q_{ном}^j$  замінюється початковою буквою конкретного гідроелемента, наприклад розподільник –  $p$ , клапан –  $k$ , фільтр –  $\phi$ . Встановлені заводом-виготівником параметри втрат тиску рідини вказуються в паспорті на кожний з гідроелементів. При використанні в гідроприводі гідророзподільника, зворотного клапана та фільтра, і якщо величина об'єму проходження робочої рідини та її в'язкість відмінні від зазначених вище умов, втрати тиску в

гідроприводі механізму підймання вантажу, за достатнім рівнем точності, можуть бути визначені за формулами, МПа:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідромотора

$$\Delta P_{12(3)}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[ \Delta P_{\nu 0,3}^n \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_n}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^k \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_n}{Q_{ном}^k} \right)^3} \right], \quad (5.40)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідромотора до гідравлічного резервуара

$$\Delta P_{(2)34}^{GE} = 4 \sqrt{\frac{\nu_c}{\nu_{0,3}}} \cdot \left[ \Delta P_{\nu 0,3}^o \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_n}{Q_{ном}^p} \right)^3} + \Delta P_{\nu 0,3}^\phi \cdot \sqrt{\left( \frac{Q_n}{Q_{ном}^\phi} \right)^3} \right], \quad (5.41)$$

де  $\nu_c$  – в'язкість робочої рідини в гідроприводі (див. початкові дані),  $\text{см}^2/\text{с}$ ;

$\nu_{0,3}$  – в'язкість рідини в гідроприводі, яка складає значення  $0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$  (Ст);

$\Delta P_{\nu 0,3}^n, \Delta P_{\nu 0,3}^o$  – втрати тиску рідини для гідророзподільника, які встановлено заводом-виготівником при номінальному значенні витрати рідини  $Q_{ном}^p$  і в'язкості  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$ , при прямуюванні її до робочої порожнини гідроциліндра і від неробочої порожнини гідроциліндра на злив відповідно, МПа;

$\Delta P_{\nu 0,3}^k, \Delta P_{\nu 0,3}^\phi$  – втрати тиску рідини для клапана і фільтра, які встановлено заводом-виготівником при номінальних значеннях витрати рідини  $Q_{ном}^k, Q_{ном}^\phi$  і в'язкості рідини  $\nu_{0,3} = 0,3 \pm 0,03 \text{ см}^2/\text{с}$ , відповідно, МПа.

## 5.6. Визначення основних параметрів гідросистеми механізму підймання вантажу стріловим краном

Основним показником, що характеризує процес проектування гідропривода, є величина його загального ККД.

Для визначення цієї величини необхідно виконати такі дії. При підйманні вантажу лебідкою стрілового крана необхідно

встановити загальні втрати тиску в гідроприводі на двох ділянках, наприклад при включенні (рис. 5.6) II-ї позиції золотника гідророзподільника, МПа:

- на ділянці від насоса до робочої порожнини гідромотора

$$\Delta P_{NM} = \Delta P_{12(3)}^{L.T} + \Delta P_{m12(3)} + \Delta P_{12(3)}^{GE}; \quad (5.42)$$

- на ділянці від неробочої порожнини гідромотора до резервуара робочої рідини

$$\Delta P_{Mr} = \Delta P_{2(3)4}^{L.T} + \Delta P_{m2(3)4} + \Delta P_{2(3)4}^{GE}, \quad (5.43)$$

де  $\Delta P_{NM}$  – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами і втратами тиску в гідроелементах на ділянці від насоса до робочої порожнини гідромотора, МПа;

$\Delta P_{Mr}$  – загальні втрати тиску, обумовлені лінійними і місцевими опорами і втратами тиску в гідроелементах на ділянці від неробочої порожнини гідромотора до резервуара з робочою рідиною, МПа.

Процес опускання вантажу здійснюється (рис. 5.6) при включенні III-ї позиції золотника гідророзподільника. Слід зазначити, що цей процес виконується під дією власної маси вантажу, тому для цього режиму роботи визначати загальний ККД гідропривода нерационально.

Величина тиску в гідромоторі в режимі опускання вантажу визначається роботою гальмівного клапана, схема підключення якого наведена в розд. 9.

Величина робочого тиску рідини, що виникає в гідромоторі при підйманні вантажу барабаном завдяки роботі механізму стрілового крана, визначається з рівноваги крутного моменту на валу барабана і крутного моменту на валу гідромотора

$$\frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot D_o}{i_n \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_o \cdot \eta_n \cdot 2 \cdot 1000} = \frac{P_{mv} \cdot V_{mv} \cdot \eta_{мз.в}}{2 \cdot \pi}, \quad (5.44)$$

де  $P_{mv}$  – тиск робочої рідини на вході в гідромотор з об'ємом робочої камери  $V_{mv}$ , см<sup>3</sup>/об, який створюється в результаті

підймання вантажу масою  $(Q + q_n)$ , т, завдяки використанню в системі цього механізму крана таких складових, як поліспаст, редуктор і барабан, МПа;

$\eta_{мз.в}$  – загальний ККД гідромотора механізму підймання вантажу, приймається за результатами паспортних даних.

Розв'язком рівняння (5.44) відносно  $\Delta P_{мв}$  є, МПа,

$$P_{мв} = \frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot \pi \cdot D_{\delta}}{i_n \cdot i_p \cdot V_{мв} \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n \cdot \eta_{мз.в} \cdot 1000}. \quad (5.45)$$

Величина крутного моменту на валу барабана, а отже на валу гідромотора механізму підймання вантажу, залежить від маси вантажу та конструктивних особливостей цього механізму і визначається за формулою, кНм,

$$M_{\delta.м} = \frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot D_{\delta}}{i_n \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n \cdot 2 \cdot 1000}. \quad (5.46)$$

Використовуючи встановлені вище параметри  $\Delta P_{нм}$ ,  $\Delta P_{мр}$ ,  $P_{мв}$ ,  $M_{\delta.м}$  та параметри насоса  $V_k$  і  $n_n$ , визначається розрахунковий ККД гідросистеми  $\eta_{зс.впр}$  насос-мотор механізму підймання вантажу за формулою

$$\eta_{зс.впр} = \frac{M_{\delta.м} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot \eta_{заг}}{(\Delta P_{нм} + P_{мв} + \Delta P_{зм}) \cdot V_k \cdot n_n}, \quad (5.47)$$

де  $V_k$  – об'єм робочої камери насоса, см<sup>3</sup>/об;

$n_n$  – частота обертів вала гідромотора, хв<sup>-1</sup>;

$\eta_{заг}$  – загальний ККД насоса, приймається за результатами паспортних даних.

Загальний ККД механізму підймання вантажу  $\eta_{н.в}$  з урахуванням поліспасти, редуктора, барабана та гідросистеми цього механізму встановлюється на підставі залежності



$$\eta_{n.в} = \frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot \mathcal{G}_{zp}^{ym} \cdot \eta_{заг} \cdot 60}{(\Delta P_{нм} + P_{мв} + \Delta P_{зм}) \cdot V_k \cdot n_n}. \quad (5.48)$$

Разом з тим величину загального ККД механізму підймання вантажу  $\eta_{n.вс}$  в цілому можна визначити за формулою

$$\eta_{n.вс} = \eta_p \cdot \eta_b \cdot \eta_n \cdot \eta_{гс.вр}. \quad (5.49)$$

Ступінь розбіжності  $\Pi_{г}^n$  між результатами проектування механізму підймання вантажу крана за розрахунковою і прийнятою величинами ККД має значення, яке розраховується як

$$\Pi_{г}^n = |(1 - \eta_{n.в} / \eta_{n.вс})| \cdot 100\%. \quad (5.50)$$

Чим менше величина розбіжності  $\Pi_{г}^n$ , тим вищий ступінь відповідності результатів проектування механізму підймання вантажу стрілового крана початковим даним.

### **5.7. Визначення часу пуску та гальмування механізму підймання вантажу. Вибір гальма для механізму підймання вантажу**

Час пуску механізму підймання вантажу встановлюється за формулою, с,

$$t_n = \frac{[4 \cdot \delta \cdot \sum I_i \cdot i_p^2 \cdot i_n^2 \cdot \eta_p \cdot \eta_b \cdot \eta_n + 1000 \cdot (Q + q_n) \cdot D_{ср}^2] \cdot \mathcal{G}_{zp}^{ym} \cdot \pi}{V_{мв} \cdot P_{мвг}^n \cdot D_{ср} \cdot i_p \cdot i_n \cdot \eta_p \cdot \eta_b \cdot \eta_n \cdot \eta_{гс.м} - 1000 \cdot \pi \cdot (Q + q_n) \cdot g \cdot D_{ср}^2}, \quad (5.51)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт, що враховує моменти інерції мас, обертання вала повільніше, ніж вал гідромотора, становить 1,1 ... 1,25;

$\sum I_i$  – сумарний момент інерції обертальних мас гідромотора і приєднаних мас, що обертаються зі швидкістю рівною швидкості вала гідромотора, кгм<sup>2</sup>;

$P_{мвг}^n$  – тиск у період пуску, приймається рівним у 1,5...2,5 разу вище встановленого тиску, МПа;

$\eta_{г.м.м}$  – гідромеханічний ККД гідромотора.

У разі одношарового навивання каната на барабан параметр  $D_{cp}$  необхідно замінити на  $D_{\sigma}$ .

Сумарний момент інерції мас, що обертаються з частотою, рівній частоті обертання вала гідромотора, у загальному випадку становить, кгм<sup>2</sup>,

$$\sum I_i = I_p + I_m + I_{m.ш} + I_{ш} = I_p + (2...6) \cdot I_p, \quad (5.52)$$

де  $I_p$  – момент інерції ротора гідромотора, встановлюється за довідковими даними, кгм<sup>2</sup>;

$I_m$ ,  $I_{m.ш}$  і  $I_{ш}$  – моменти інерції відповідно з'єднувальних муфти, шківа і шестірні, що обертаються з частотою обертання вала гідромотора (сумарне значення  $(2...6) \cdot I_p$ ).

Відповідно до рекомендацій Держтехнагляду розрахунковий гальмівний момент  $M_m$ , Нм,

$$M_m = k_m \cdot M_{ст.м}, \quad (5.53)$$

де  $k_m$  – коефіцієнт запасу гальмування, приймається рівним 1,5 – для легкого, 1,75 – середнього, 2 – важкого та 2,5 – дуже важкого режиму роботи крана;

$M_{ст.м}$  – статичний гальмівний момент, Нм.

Статичний гальмівний момент, приведений до вала гідромотора, визначається за формулою, Нм,

$$M_{ст.м} = \frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot D_{\sigma} \cdot \eta_p \cdot \eta_{\sigma} \cdot \eta_n}{i_n \cdot i_p \cdot 2000}, \quad (5.54)$$

де  $D_{\sigma}$  – розрахунковий діаметр барабана для одношарового навивання каната, м.

У разі багатошарового навивання каната необхідно  $D_{\sigma}$  замінити на  $D_{cp}$ .

За довідковими даними, з урахуванням прийнятої схеми механізму підймання вантажу [5] і конструктивного виконання

гальма за величиною  $M_{ст.м}$  приймаємо відповідний тип гальма, вказавши такі дані:

- тип гальма;
- максимальний гальмівний момент, Нм;
- момент інерції обертальних мас гальма, кгм<sup>2</sup>.

Максимальний гальмівний момент обраної конструкції гальма позначимо як  $M^{mk}$ .

Умова правильності вибору гальма

$$K^n \cdot M^n \leq m_0 \cdot M^{mk}, \quad (5.55)$$

де  $K^n$  – коефіцієнти перевантаження і умов роботи;

$M^n$ ,  $M^{mk}$  – моменти від нормативних навантажень і гальмівний, визначений конструкцією гальма, відповідно, Нм.

Коефіцієнт перевантаження

$$K^n = I + K_1^0 \cdot K_2, \quad (5.56)$$

де  $K_1^0$  – визначається залежно від класу відповідальності крана і класу відповідальності механізму підймання вантажу (механізму обертання крана), коливається в межах від 4 до 6, приймається середнє значення 5;

$K_2$  – коефіцієнт зміни навантажень, що залежить від вантажопідйомності крана і режиму його роботи, складає від 0,04 до 0,1 і приймається значення близьке до середнього – 0,07.

Коефіцієнт умов роботи визначається виразом

$$m_0 = m_1 \cdot m_2, \quad (5.57)$$

де  $m_1$  – коефіцієнт відповідальності механізму підймання вантажу (обертання поворотної платформи крана), змінюється від 0,05 до 1,05, приймається середнє значення 0,95;

$m_2$  – коефіцієнт, що враховує умови роботи крана, складає від 0,6 до 0,9, приймається середнє значення – 0,75.

Момент від нормативних навантажень, Нм,

$$M^n = \frac{(Q + q_n) \cdot g \cdot D_{\delta}}{i_n \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n \cdot 2000}. \quad (5.58)$$

При виконанні наведеної вище умови за виразом (5.55) вибір гальма вважається правильним.

Час гальмування визначаємо за формулою, с,

$$t_m = \frac{(4 \cdot \delta \cdot \sum I_i \cdot i_p^2 \cdot i_n^2 + 1000 \cdot (Q + q_n) \cdot D_{cp}^2 \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n) \cdot \vartheta_{zp} \cdot \pi \cdot \eta_{зм.м}}{D_{cp} \cdot P_{м\delta}^{zp} \cdot V_m \cdot i_p \cdot i_n - 1000 \cdot \pi \cdot (Q + q_n) \cdot g \cdot D_{cp}^2 \cdot \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_n \cdot \eta_{зм.м}}. \quad (5.59)$$

Порівняння часу пуску і гальмування дозволяє судити про рівень динамічних навантажень у період розгону та при гальмуванні вантажу в процесі роботи механізму підймання крана.

### ***Контрольні питання***

1. Як розраховують і вибирають канат вантажопідйомного механізму?
2. Як визначають розрахунковий і конструктивний діаметр барабана, а також довжину нарізаної часини барабана?
3. Як знаходять передаточне число механізму підймання вантажу і вибирають типовий редуктор?
4. Як проводиться розрахунок і вибір гальма вантажної лебідки?
5. Як визначають необхідний гальмівний момент?
6. Як визначають крутний момент на валу барабана вантажної лебідки?
7. Як визначають частоту обертання барабана та частоту обертання вала гідромотора?
8. Як вибирають редуктор і гідромотор вантажопідйомного механізму?

## 6. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ПОВОРОТНОЇ ПЛАТФОРМИ СТІЛОВОГО КРАНА

### 6.1. Початкові дані

Початковими даними для розрахунку механізму обертання стрілового крана є:

– частота обертання опорно-поворотного кола (ОПК) стрілового крана  $n_{mn}$ , об/хв;

– максимальна вантажопідйомність  $Q$  при мінімальному вильоті основної стріли і  $Q_{bi}^{min}$  мінімальна вантажопідйомність на максимальному вильоті при телескопуванні всіх секцій стріли;

– маса неповоротної  $G_1$  і поворотної частини крана  $G_2$  (без урахування маси  $G_{п}$  баласту, стріли  $G_c$  і гакової обойми  $q_n$ ), т.

Геометричні розміри центра мас зазначених вище елементів крана показано на рис. 2.3. Для виконання розрахунку механізму обертання крана необхідно ознайомитись з сучасними конструктивними рішеннями подібних механізмів.

### 6.2. Структура і будова механізму обертання поворотної платформи сучасних кранів

Механізми обертання сучасних стрілових кранів у вигляді схемних рішень з різним виконанням планетарних редукторів і систем гальмування механізму показано на рис. 6.1, а і б.

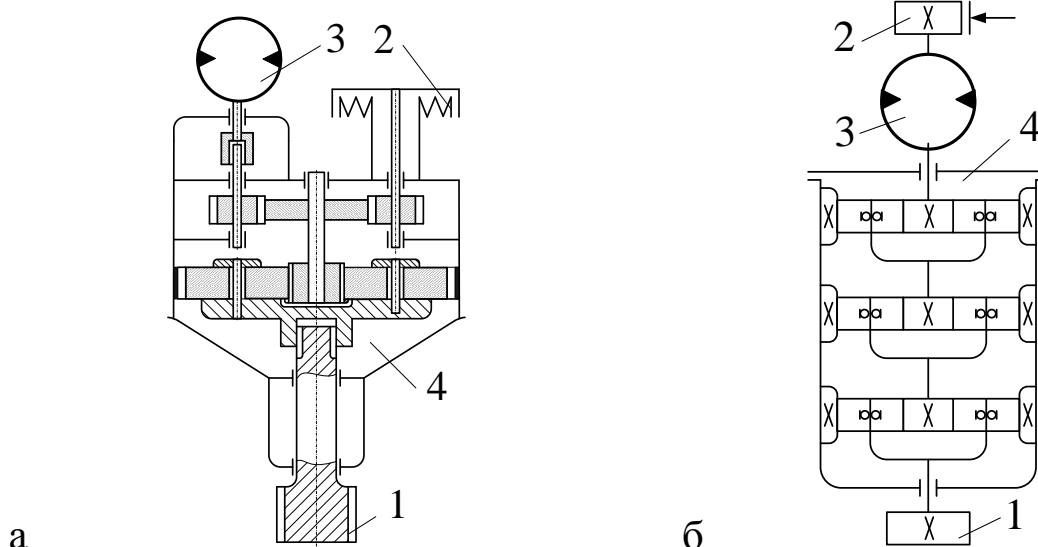


Рис. 6.1. Схемні рішення механізмів обертання стрілового крана

Головними елементами в структурі механізму обертання стрілових кранів (рис. 6.1) є: 1 – зубчасте колесо; 2 – гальмо; 3 – гідромотор; 4 – редуктор (планетарний редуктор).

Конструктивне виконання механізму обертання стрілового крана на прикладі крана TADANO та схемне рішення його планетарного редуктора наведено на рис. 6.2.

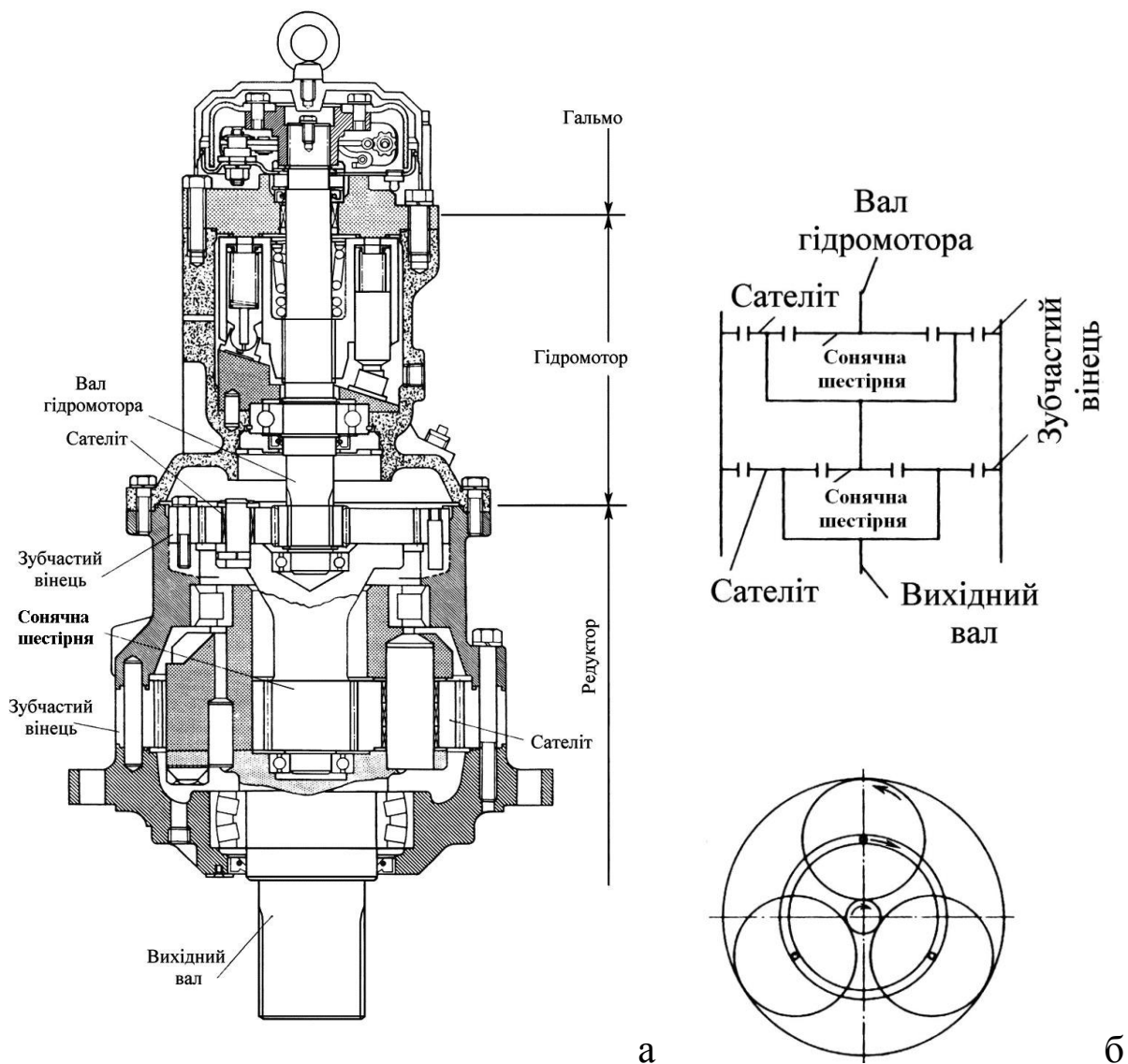


Рис. 6.2. Механізм обертального руху платформи крана TADANO: а – переріз механізму; б – схемне рішення планетарного редуктора

Аналіз (рис. 6.2) конструктивного виконання механізму обертального руху поворотної платформи крана TADANO з урахуванням особливостей його гідравлічної системи, наведеної на рис. 4.3, свідчить про високий рівень компактності.

Конструкції механізмів обертання поворотних платформ екскаваторів, подібних до сучасних кранових механізмів, наведено на рис. 6.3.

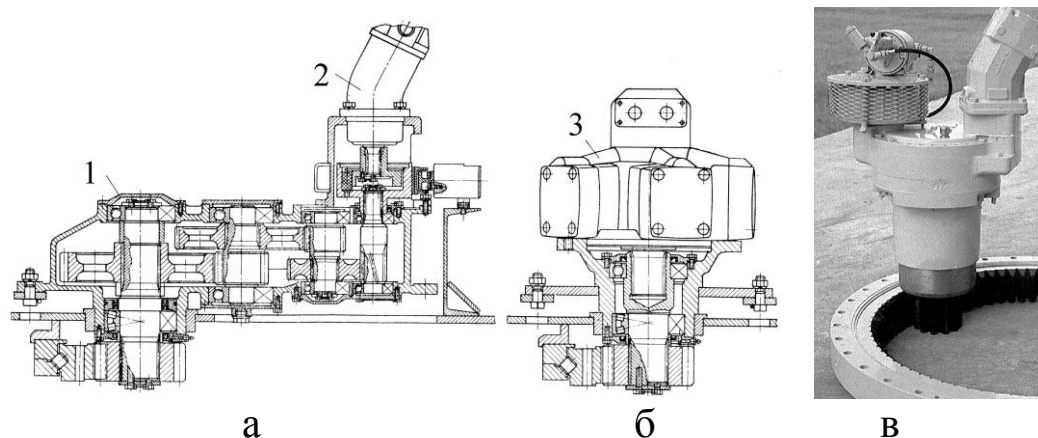


Рис. 6.3. Загальновідомі конструктивні виконання і сучасний вигляд привода поворотної платформи екскаваторів [18]:  
а і б – типу ЭО-4121А; в – фірми Liebherr

Позначення на рис. 6.3: 1 – триступінчастий редуктор; 2 – низькомоментний гідромотор типу 210.25; 3 – високомоментний гідромотор типу МР-1800.

Із рис. 6.3, б можна зробити висновок, що механізм обертального руху поворотної платформи крана може бути виконаний без використання редуктора за умови застосування високомоментного гідромотора, наприклад типу МР-1800, що дозволяє знизити металомісткість цього механізму.

### **6.3. Особливості проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана**

#### **6.3.1. Механізм обертання поворотної платформи стрілового крана з високообертним гідромотором**

Проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана базуються на дослідженнях [11, 14, 18].

Для розрахунку і вибору основних елементів механізму обертання поворотної платформи стрілового мобільного крана з телескопічною стрілою з високообертним гідромотором,

показаних на рис. 6.3, а і в, необхідно такий механізм подати у вигляді структурно-функціональної системи (СФС).

У спрощеному вигляді СФС механізму обертання поворотної платформи крана з застосуванням планетарного редуктора і відповідно високообертового гідромотора показано схематично на рис. 6.4.

Основними складовими СФС (рис. 6.4) є зубчасте колесо, що контактує з цівковою шестірнею кулькового чи роликового опорно-поворотного кола (ОПК), який у свою чергу з'єднаний з нерухомою частиною крана. Крім них, до складу СФС входить гальмо, високообертовий гідромотор і циліндричний чи планетарний редуктор.

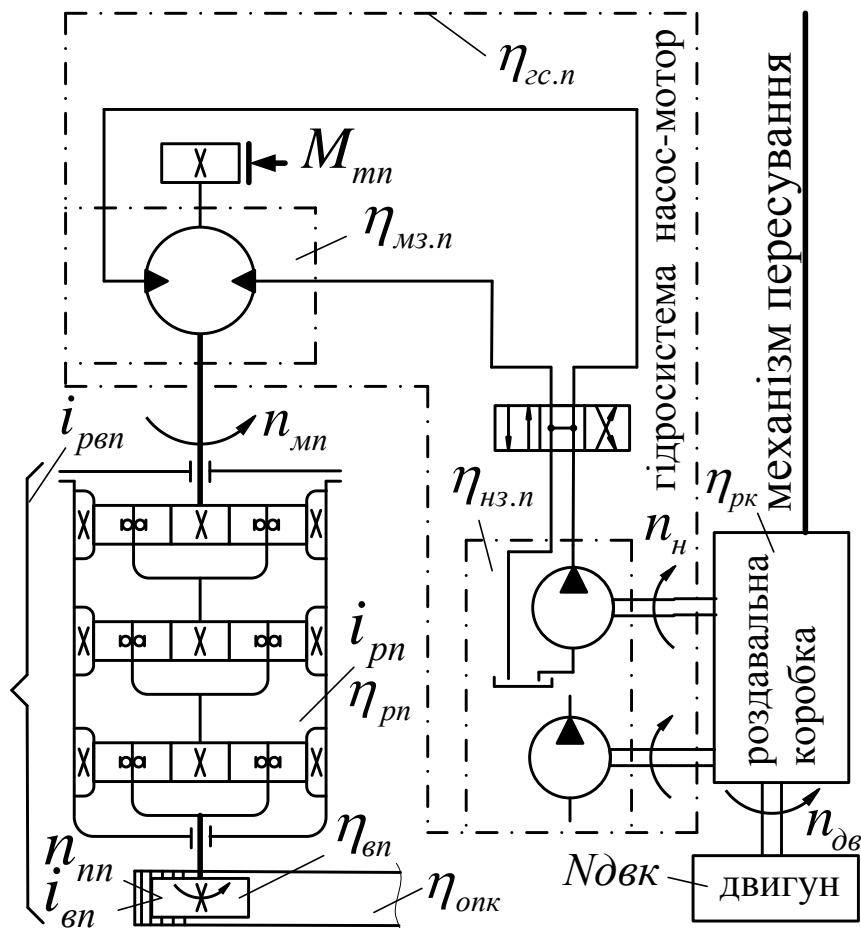


Рис. 6.4. Схема СФС механізму обертання поворотної платформи стрілового крана з високообертовим гідромотором

Позначення на рис. 6.4 характеризують таке:

$N_{двк}$  – потужність первинного двигуна крана;

$M_{гн}$  – гальмівний момент на валу гідромотора;



$n_{nn}$  – частота обертання поворотної платформи крана;  
 $n_{mn}$  – частота обертання вала гідромотора;  
 $n_n$  – частота обертання вихідного вала роздавальної коробки, яка співпадає з частотою обертання вала насоса і, як правило, з частотою обертання приводного вала первинного двигуна  $n_{ок}$  крана;

$i_{pвн}$  – загальне передаточне число механізму повороту крана, яке складається з передаточного числа редуктора  $i_{pn}$  і відкритої зубчастої передачі  $i_{ен}$ ;

$\eta_{pk}$  – ККД роздавальної коробки;

$\eta_{сс.н}$  – ККД гідросистеми механізму обертання поворотної платформи крана в цілому, складовими якої є ККД насоса  $\eta_{нз.н}$  і гідромотора  $\eta_{мз.н}$ ;

$\eta_{pn}$  – ККД планетарного редуктора;

$\eta_{ен}$  – ККД відкритої передачі;

$\eta_{опк}$  – ККД кулькового чи роликового ОПК.

До розрахункових параметрів СФС, що здатні забезпечити задані умови роботи механізму обертання крана, входять:

– редуктор з визначенням його передаточного числа за умови знання потужності, яку здатний передати редуктор, і знання частот обертання його вхідного і вихідного валів;

– зубчасте колесо, що взаємодіє з цівковою шестірнею відкритого зубчастого зчеплення;

– кулькове чи роликове ОПК з умовою забезпечення функціонування механізму обертання стрілового крана з заданою частотою обертання;

– гідромотор, що забезпечує перетворення гідравлічної потужності в механічну;

– гальмо для фіксації механізму крана в заданому положенні.

Крім того, для визначення рівня динамічних навантажень необхідно розрахувати час розгону і гальмування механізму обертання стрілового крана.

Процес проектування механізму обертання стрілового крана відповідно до СФС зводиться до встановлення параметрів ОПК, що полягає у визначенні найбільшого вертикального навантаження, кН, і моменту, кНм, що сприймаються ним. За

отриманими результатами на підставі даних довідкової літератури вибирається необхідний ОПК. Для визначення найбільшого моменту  $M_{кр}$ , кНм, що сприймається ОПК, розглядається при дії на нього вертикальних навантажень і впливі параметрів  $Q$ ,  $L_{co}$  і  $\gamma_{oi}^{max}$ .

Визначається  $M_{кр}$  за формулою, кНм,

$$M_{кр} = [(Q + q_n) \cdot (L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{max} - r_1) + G_c \cdot (0,5 \cdot L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{max} - r_1) - 0,5 \cdot G_2 \cdot R_x - G_n \cdot (R_x - m)] \cdot g. \quad (6.1)$$

При дотриманні параметрів  $Q_{vi}^{min}$ ,  $L_{cv}$  і  $\gamma_{vi}^{min}$  величина  $M_{кр}$  складатиме

$$M_{кр} = [(Q_{iv}^{min} + q_n) \cdot (L_{cv} \cdot \cos \gamma_{vi}^{min} - r_1) + G_c \cdot (0,5 \cdot L_{cv} \cdot \cos \gamma_{vi}^{min} - r_1) - 0,5 \cdot G_2 \cdot R_x - G_n \cdot (R_x - m)] \cdot g. \quad (6.2)$$

З двох встановлених величин необхідно визначити найбільше значення моменту  $M_{кр}$ .

Найбільше вертикальне навантаження  $P_{кр}$ , що сприймається ОПК, визначається за формулою, кН,

$$P_{кр} = (Q + q_n + G_c + G_2 + G_n) \cdot g. \quad (6.3)$$

За довідковими даними  $M_{кр}$  і  $P_{кр}$  необхідно підібрати роликівий чи кульковий ОПК, у якого дотримуються умови

$$M_{кр}^{max} \leq M_{кр}^{cn}, \quad P_{кр} \leq P_{кр}^{cn},$$

де  $M_{кр}^{cn}$ ,  $P_{кр}^{cn}$  – момент і вертикальне навантаження, що допускаються за довідковими даними на кулькові (див. дод. 20) чи роликівий ОПК [5].

На підставі вибору ОПК з довідкової літератури необхідно надати такі паспортні дані:

– номер кола і тип виконання;

- допустиме навантаження  $P_{кр}^{сн}$ , кН;
- допустимий момент  $M_{кр}^{сн}$ , кНм;
- максимальний діаметр по осі тіл кочення ОПК  $D_{кр}$ , мм;
- кількість зубців вінця,  $z_{\epsilon}$ ;
- модуль зубців вінця  $m_{\epsilon}$ , мм;
- масу ОПК  $G_{ОПК}$ , кг.

У робочому режимі на навантаження ОПК діють різноманітні опори обертанню поворотної платформи крана, зокрема сили тертя, вітер і уклон площини, на якій розташовується кран.

Загальним показником є статичний момент опору  $M_{ст}$  обертанню поворотної платформи крана, що визначається за формулою, кНм,

$$M_{ст} = M_{тр} + M_{\epsilon} + M_{укл}, \quad (6.4)$$

де  $M_{тр}$  – момент, створюваний силами тертя в ОПК;

$M_{\epsilon}$  – момент, створюваний силою вітру, який діє на поворотну частину крана;

$M_{укл}$  – момент, що виникає внаслідок уклону площини розташування крана і відповідно його поворотної платформи.

Момент від сил тертя в ОПК при дотриманні умови  $\frac{M_{кр}^{max}}{P_{кр}} \leq \frac{D_{кр}}{4}$  визначатиметься за формулою, кНм,

$$M_{тр} = (P_{кр} \cdot D_{кр}) / (2 \cdot \sin \beta). \quad (6.5)$$

Якщо  $\frac{M_{кр}^{max}}{P_{кр}} > \frac{D_{кр}}{4}$  дотримується на рівні даної умови, то момент від сил тертя в ОПК визначатиметься за формулою, кНм,

$$M_{тр} = \frac{f}{\sin \beta_0} \cdot [0,5 \cdot P_{кр} \cdot D_{кр} + \delta_{кр} \cdot (M_{кр} - 0,25 \cdot P_{кр} \cdot D_{кр})], \quad (6.6)$$

де  $D_{кр}$  – діаметр по осі тіл кочення ОПК, м;

$f$  – узагальнений коефіцієнт тертя, приймається для роликів тіл - 0,012, а для кулькових - 0,01;

$\beta_0$  – кут нахилу до горизонталі сил, що діють на тіла кочення, складає  $45^\circ$ ;

$\delta_{кр}$  – параметр, за роботою [5], приймається  $(1,3\dots3) \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр}$ .

Момент, створюваний силою вітру, що діє на бічну поверхню крана, складає величину, кНм,

$$M_{\epsilon} = M_c + M_{\epsilon p} + M_n, \quad (6.7)$$

де  $M_c$ ,  $M_{\epsilon p}$ ,  $M_n$  – моменти від сили вітру, що діє на стрілу, вантаж і поворотну платформу відповідно.

Момент від сили вітру, що діє на стрілу, кНм,

$$M_c = L_{co} \cdot h_{nc} \cdot g_{\epsilon} \cdot k \cdot c \cdot (0,5 \cdot L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{\max} - r_1), \quad (6.8)$$

де  $h_{nc}$  – висота бокової поверхні стріли, можна на першій стадії проектування прийняти за даними крана-прототипу;

$g_{\epsilon}$  – динамічний тиск вітру, становить 0,125 кПа;

$k$  – коефіцієнт, що враховує висоту розташування елемента крана відносно поверхні землі [5, с. 14];

$c$  – аеродинамічний коефіцієнт, становить 1,2.

Момент від сили вітру, що діє на вантаж, кНм,

$$M_{\epsilon p} = F_{\epsilon p} \cdot g_{\epsilon} \cdot k \cdot c \cdot (L_{co} \cdot \cos L_{io}^{\max} - r_1), \quad (6.9)$$

де  $F_{\epsilon p}$  – площа вантажу [5, с. 15],  $m^2$ .

Момент від сили вітру, що діє на поворотну частину, кНм,

$$M_n = 0,5 \cdot F_n \cdot g_0 \cdot k \cdot c \cdot R_x, \quad (6.10)$$

де  $F_n$  – бічна площа поворотної частини крана з урахуванням площі кабіни оператора, визначається за краном-прототипом,  $m^2$ ;

$R_x$  – хвостовий радіус поворотної частини крана (рис. 2.3), м.

Момент опору обертанню крана від уклону, кНм,

$$M_{укл} = M_{кр} \cdot \sin \alpha, \quad (6.11)$$

де  $M_{кр}$  – допустимий кут уклону, складає  $3^\circ$ .

Сумарне значення моменту інерції оберткових мас крана визначається за формулою, тм<sup>2</sup>,

$$I_{nn} = I_{зр} + \Sigma I_{к}, \quad (6.12)$$

де  $I_{зр}$  – момент інерції, який визначається масою вантажу;

$\Sigma I_{к}$  – сумарний момент інерції, який визначається масою стріли, поворотної платформи та баласту.

Момент інерції, який визначається дією маси вантажу, тм<sup>2</sup>,

$$I_{зр} = (Q + q_n) \cdot (L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{max} - r_1)^2, \quad (6.13)$$

де  $Q$  – максимальна вантажопідйомність, т;

$L_{co}$  – довжина основної стріли (без телескопування секції), м;

$\gamma_{oi}^{max}$  – максимальний кут вильоту основної стріли (див. підрозд. 3.2), град.

Сумарний момент інерції, який визначається масою стріли, поворотної платформи та баласту, тм<sup>2</sup>,

$$\begin{aligned} \Sigma I_{к} = & \frac{G_c}{3} \cdot [(L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{max} - r1)^2 - (L_{co} \cdot \cos \gamma_{oi}^{max} - r1) \cdot r1 + r1^2] + \\ & + \frac{G_2}{3} \cdot [(Rx - m)^2 - (Rx - m) \cdot Ro - Ro^2] + Gп \cdot (Rx - m)^2, \end{aligned} \quad (6.14)$$

де  $G_c$ ,  $G_2$ ,  $Gп$  – маса стріли, поворотної платформи (включаючи всі механізми крана і кабінку оператора, які розташовані на платформі) і баласту відповідно, т;

$Ro$ ,  $r1$ ,  $R_x$ ,  $m$  – геометричні параметри (див. рис. 2.3), м.

Момент опору обертання поворотної платформи від інерційних складових крана  $M_{in}$  визначається за формулою, кНм,

$$M_{in} = \frac{I_{nn} \cdot \omega_{nn}}{t_p}, \quad (6.15)$$

де  $\omega_{nn}$  – кутова швидкість обертання ОПК крана, 1/с;

$t_p$  – час, що витрачається на розгін при обертанні поворотної платформи крана, с.

Час на розгін складає близько (2 ... 3) с.

Частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ , поворотної платформи крана виражається через кутову швидкість обертання на підставі залежності, 1/с,

$$\omega_{nn} = \pi \cdot n_{nn} / 30. \quad (6.16)$$

де  $n_{nn}$  – частота обертання поворотної платформи крана,  $\text{хв}^{-1}$ .

Величина загального опору обертанню поворотної платформи стрілового крана  $M_{mk}$  в перехідний період роботи механізму складає, кНм,

$$M_{mk} = M_{cm} + M_{in}. \quad (6.17)$$

Рівновагу між гідравлічною і механічною потужностями можна представити у вигляді рівняння, оскільки гідравлічна енергія перетворюється в механічну енергію,

$$\frac{P_{mn} \cdot V_{mn} \cdot n_{mn}}{60 \cdot 1000} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{en} \cdot \eta_{onk} = M_{cm} \cdot \omega_{nn}, \quad (6.18)$$

де  $P_{mn}$  – робочий тиск рідини на вході в гідромотор, МПа;

$V_{mn}$  – об'єм робочої камери гідромотора,  $\text{см}^3/\text{об}$ ;

$n_{mn}$  – частота обертання вала гідромотора механізму обертання поворотної платформи крана,  $\text{хв}^{-1}$ .

Замінивши в залежності (6.18) кутову швидкість обертання поворотної платформи крана на частоту обертання за формулою

(6.16), з урахуванням нескладних перетворень вираз (6.18) можна представити як

$$\frac{P_{mn} \cdot V_{mn}}{60 \cdot 1000} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{онк} \cdot \frac{n_{mn}}{n_{nn}} = \frac{M_{см} \cdot \pi}{30}. \quad (6.19)$$

Складова  $n_{mn}/n_{nn}$  в наведеній формулі характеризує собою величину загального передаточного числа спільно редуктора і відкритої передачі механізму повороту крана, що позначена як  $i_{рмн}$ . Тоді наведене рівняння набуде вигляду

$$\frac{P_{mn} \cdot V_{mn}}{60 \cdot 1000} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{онк} \cdot i_{рмн} = \frac{M_{см} \cdot \pi}{30}. \quad (6.20)$$

Однак скористатись даним рівнянням для визначення загального передаточного числа редуктора і відкритої передачі механізму повороту крана  $i_{рмн}$  неможливо, оскільки невідомими є величина об'єму робочої камери гідромотора і тиск робочої рідини.

Разом з тим наведену вище залежність можна представити у новому вигляді, не змінюючи результату,

$$\frac{P_{mn} \cdot V_{mn}}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{онк} \cdot \frac{i_{рмн} \cdot \pi}{30} = \frac{M_{мк} \cdot \pi}{30}. \quad (6.21)$$

Першу складову даної залежності можна виразити через параметри первинного двигуна крана, а саме

$$\frac{P_{mn} \cdot V_{mn}}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = \frac{N_{двк} \cdot k_N}{\omega_n} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гс.п} = \frac{N_{двк} \cdot k_N \cdot 30}{\pi \cdot n_n} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гс.п}, \quad (6.22)$$

де  $k_N$  – критерій, що впливає на вибір кількості насосів для гідросистеми привода конкретного механізму крана, який базується на відносному навантаженні двигуна і цього механізму крана, тобто характеризує собою використання частини потужності первинного двигуна і механізму крана;

$\omega_n$  – кутова швидкість вала насоса механізму обертання поворотної платформи стрілового крана, 1/с.

Для роботи механізму обертання поворотної платформи може використовуватись насос механізму управління вильотом стріли або насос механізму підймання вантажу, і параметр  $k_N$  співпадатиме з величиною, прийнятою раніше.

За умови, що розробником приймається рішення на використання трьох насосів,  $k_N$  складатиме величину не більше 0,3. У такому випадку необхідно виконати перерахунки обох вищеназваних механізмів, тобто механізму управління вильотом стріли і механізму підймання вантажу, оскільки для двох насосів величина  $k_N = 0,45$ , а для трьох  $k_N$  не більше 0,3.

Аналіз наведеного свідчить, що при їхній сумісній роботі проектування механізмів крана необхідно виконувати паралельно, тобто одночасно.

Для визначення величини передаточного числа механізму обертання ОПК крана це слід враховувати. При заміні у виразі (6.21)  $\frac{P_{mn} \cdot V_{mn}}{2 \cdot \pi \cdot 1000}$  на складову  $\frac{N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot 30}{\pi \cdot n_n} \cdot \eta_{pk} \cdot \eta_{\text{гс.н}}$ , на підставі нескладних перетворень величина загального передаточного числа  $i_{pmnp}$  механізму обертання поворотної платформи стрілового гідролізованого крана визначатиметься як

$$i_{pmnp} = \frac{M_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot n_n}{30 \cdot N_{\text{двк}} \cdot k_N \cdot \eta_{pk} \cdot \eta_{\text{гс.н}} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{\text{вн}} \cdot \eta_{\text{онк}}}. \quad (6.23)$$

Слід зазначити, що загальне передаточне число механізму обертання поворотної платформи крана  $i_{pmnp}$  складається з передаточного числа відкритої зубчастої пари  $i_{\text{вн}}$  і передаточного числа редуктора  $i_{pnp}$ , тобто

$$i_{pmnp} = i_{\text{вн}} \cdot i_{pnp}. \quad (6.24)$$

Знаючи кількість зубців вінця  $z_6$  для відкритої зубчастої пари за результатами вибору ОПК (вище наведено) і задавшись



кількістю зубців зубчастої шестірні  $z_{ш}$  в кількості не менше 17, визначається передаточне число відкритої пари за формулою

$$i_{ен} = z_г / z_{ш}, \quad (6.25)$$

де  $z_г$  – кількість зубців вінця (див. результат вибору ОПК);  
 $z_{ш}$  – кількість зубців шестірні, приймається не менше 17.

Тоді розрахункове передаточне число редуктора (чи планетарного редуктора)  $i_{рпр}$  визначається як

$$i_{рпр} = i_{рмп} / i_{ен}. \quad (6.26)$$

За результатами розрахунку передаточного числа редуктора на підставі даної залежності необхідно вибрати відповідний редуктор (чи планетарний редуктор) за паспортними даними, який позначимо як  $i_{рп}$  замість  $i_{рпр}$ .

Причому прийняте значення  $i_{рп}$  повинно бути не нижче від розрахункового  $i_{рпр}$ . Вибір редуктора необхідно виконувати з урахуванням потужності, яку він передає від первинного двигуна на механізм обертання поворотної платформи крана.

Відповідно фактичне значення загального передаточного числа редуктора і відкритої передачі  $i_{рмп}$  механізму повороту складатиме величину, яка визначатиметься як

$$i_{рмп} = i_{ен} \cdot i_{рп}. \quad (6.27)$$

Слід зазначити, що, з іншого боку,  $i_{рмп}$  фактичне загальне передаточне число редуктора і відкритої передачі механізму повороту виражається за формулою

$$i_{рмп} = n_{мп} / n_{нп}. \quad (6.28)$$

Аналіз даної залежності показує, що на даному етапі проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана частота обертів вала гідромотора цього

механізму є невідомою величиною, а частота обертання поворотної платформи потребує додаткового уточнення. Для їх визначення можна скористатись таким методологічним підходом.

По-перше, спочатку слід визначити розрахунковий об'єм робочої камери гідромотора і прийняти паспортне значення цього параметра гідромотора.

По-друге, за отриманим паспортним значенням об'єму робочої камери гідромотора можна уточнити фактичну частоту обертання поворотної платформи крана і фактичну величину тиску рідини на вході гідромотора для сталого режиму функціонування механізму обертання крана.

За результатами викладеного представлено такі залежності.

Частота обертання вала гідромотора  $n_{mn}$ ,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$$n_{mn} = i_{pmn} \cdot n_{nn} = i_{pn} \cdot i_{en} \cdot n_{nn}. \quad (6.29)$$

Тоді розрахункова величина об'єму робочої камери  $V_{mnp}$  гідромотора без урахування об'ємних втрат робочої рідини в насосі і гідромоторі визначається за формулою,  $\text{см}^3/\text{об}$ ,

$$V_{mnp} = \frac{V_k \cdot n_n}{i_{pmn} \cdot n_{nn}}, \quad (6.30)$$

де  $V_k$ ,  $n_n$  – параметри насоса, які визначено в розд. 5.

На підставі розрахункової величини об'єму робочої камери гідромотора  $V_{mnp}$  приймається паспортне значення, яке необхідно прийняти близьким до розрахункової величини  $V_{mnp}$ .

Отримане паспортне значення об'єму робочої камери гідромотора позначається як  $V_{mn}$ .

За результатами вибору гідромотора необхідно представити всі його паспортні дані аналогічно даним про гідромотор механізму підймання вантажу (див. розд. 5).

На підставі паспортного значення об'єму робочої камери гідромотора  $V_{mn}$  можна визначити фактичну частоту обертання поворотної платформи  $n_{nn\phi}$  на підставі залежності (6.30), яка складатиме величину,  $\text{хв}^{-1}$ ,

$$n_{нпф} = \frac{V_k \cdot n_n}{i_{рмпн} \cdot V_{мп}}. \quad (6.31)$$

У режимі сталого навантаження тиск рідини  $P_{мпф}$  на вході високообертового гідромотора, МПа,

$$P_{мпф} = \frac{M_{ст} \cdot \pi \cdot 2 \cdot 1000}{V_{мп} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{зс.п} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{опк}}. \quad (6.32)$$

Тиск рідини на  $P_{мпфп}$  вході високообертового мотора в режимі перехідного навантаження з урахуванням виразу (6.17) складатиме величину, МПа,

$$P_{мпфп} = \frac{M_{мк} \cdot \pi \cdot 2 \cdot 1000}{V_{мп} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{зс.п} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{опк}}. \quad (6.33)$$

Фактична величина передаточного числа  $i_{рвпз}$  механізму обертання поворотної платформи крана

$$i_{рвпз} = n_{мп} / n_{нпф}. \quad (6.34)$$

Потужність  $N_{рс}$ , яка необхідна для привода механізму обертання поворотної платформи в період сталого режиму роботи стрілового крана, складає, кВт,

$$N_{рс} = \frac{M_{ст} \cdot \pi \cdot n_{нпф}}{30 \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{зс.п} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{опк}}. \quad (6.35)$$

Для роботи механізму обертання поворотної платформи використовується потужність первинного двигуна стрілового гідрофікованого крана, яка визначається за формулою, кВт,

$$N_p = N_{двк} \cdot k_N. \quad (6.36)$$

Розбіжність між отриманими результатами  $N_{pc}$  і  $N_p$  дозволяє визначити ступінь похибки процесу проектування для сталого режиму роботи механізму обертання поворотної платформи крана.

### 6.3.2. Механізм обертання поворотної платформи стрілового крана з високомоментним гідромотором

Конструктивне виконання механізму обертання поворотної платформи стрілового мобільного крана з високомоментним гідромотором показано на рис. 6.3, б. Для проектування такого механізму необхідно представити його як СФС. У спрощеному вигляді таку СФС показано схематично на рис. 6.5.

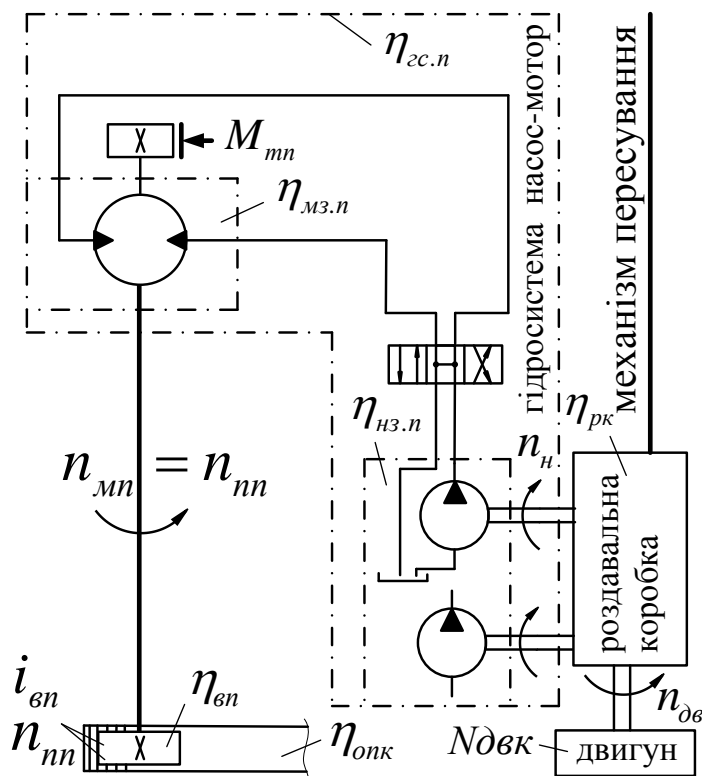


Рис. 6.5. Схема СФС механізму обертання поворотної платформи стрілового крана з високомоментним гідромотором

До основних складових СФС механізму обертання поворотної платформи стрілового крана входить зубчасте колесо, що контактує з цівковою шестірнею кулькового чи роликового ОПК, який з'єднується з нерухомою частиною крана. Крім них, до складу механізму обертання поворотної платформи крана

входить високомоментний мотор з розташуванням гальма на його валу. Позначення, наведені на рис. 6.5, співпадають з позначеннями на рис. 6.4.

Процес проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана відповідно до СФС зводиться до вибору параметрів ОПК. Вибір ОПК, представлений у п. 6.3.1, можна застосувати для проектування механізму обертання поворотної платформи стрілового крана з високомоментним гідромотором, оскільки рівень навантаження ОПК не залежить від конструктивного виконання гідромотора.

Відмінністю є те, що в складі даного механізму відсутній планетарний редуктор з такими параметрами:

- передаточне число  $i_{pn}$ ;
- загальний ККД планетарного редуктора  $\eta_{pn}$ .

Частота обертання вала високомоментного гідромотора  $n_{mn}$  складатиме величину, оскільки  $i_{pmn} = i_{en} \cdot \text{ХВ}^{-1}$ ,

$$n_{mn} = i_{pmn} \cdot n_{nn} = i_{en} \cdot n_{nn}. \quad (6.37)$$

Тоді розрахункова величина об'єму робочої камери  $V_{mnp}$  високомоментного гідромотора механізму обертання поворотної платформи крана визначатиметься за формулою, см<sup>3</sup>/об,

$$V_{mnp} = \frac{V_K \cdot n_n}{i_{en} \cdot n_{nn}}. \quad (6.38)$$

На підставі розрахункової величини об'єму робочої камери  $V_{mnp}$  високомоментного гідромотора вибирається його паспортне значення, яке необхідно прийняти близьким до розрахункової величини  $V_{mnp}$ .

Паспортне значення величини об'єму робочої камери високомоментного гідромотора замість розрахункового  $V_{mnp}$  слід позначити як  $V_{mn}$ .

За результатами вибору гідромотора необхідно представити всі його паспортні дані аналогічно даним про гідромотор механізму підймання вантажу (див. розд. 5).

Встановивши паспортне значення об'єму робочої камери високомоментного гідромотора  $V_{mn}$ , можна визначити фактичну частоту  $n_{nnф}$  обертання поворотної платформи крана,  $хв^{-1}$ :

$$n_{nnф} = \frac{V_k \cdot n_n}{i_{вн} \cdot V_{mn}}. \quad (6.39)$$

Тиск рідини на вході  $P_{mnф}$  високомоментного гідромотора в режимі сталого навантаження, МПа,

$$P_{mnф} = \frac{M_{ст} \cdot \pi \cdot 2000}{V_{mn} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гс.п} \cdot \eta_{вн} \cdot \eta_{онк}}. \quad (6.40)$$

Фактична величина передаточного числа  $i_{рвнз}$  механізму обертання поворотної платформи крана

$$i_{рвнз} = n_{mn} / n_{nnф}. \quad (6.41)$$

Потужність  $N_{рс}$ , необхідна для привода механізму обертання поворотної платформи в період сталого режиму роботи стрілового крана, кВт,

$$N_{рс} = \frac{M_{ст} \cdot \pi \cdot n_{nnф}}{30 \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гс.п} \cdot \eta_{вн} \cdot \eta_{онк}}. \quad (6.42)$$

Для роботи механізму обертання поворотної платформи використовується потужність первинного двигуна стрілового гідрофікованого крана, яка визначається за формулою  $N_p = N_{двк} \cdot k_N$ .

Розбіжність між отриманими результатами  $N_{рс}$  і  $N_p$  дозволяє визначити ступінь похибки процесу проектування механізму обертання поворотної платформи крана з високомоментним гідромотором для сталого режиму його роботи.

#### 6.4. Визначення часу пуску і гальмування механізму обертання крана. Визначення гальмівного моменту і вибір гальма

Час пуску в період розгону механізму обертання поворотної платформи при збільшенні тиску в  $P_{мнф} \cdot (1,5 \dots 2,5)$  разу відносно статичної величини становить, с,

$$t_n = \frac{\pi^2 \cdot (1000 \cdot I_{nn} \cdot n_{нпф} + \delta \cdot \Sigma I_I \cdot i_{рвнз} \cdot n_{мн} \cdot \eta_m)}{15 \cdot (P_{мнф} \cdot V_{мн} \cdot \eta_{зм.м} \cdot \eta_m \cdot i_{рвнз} - 2000 \cdot \pi \cdot M_{ст})}, \quad (6.43)$$

де  $I_{nn}$  – сумарний момент інерції обертових мас крана, кгм<sup>2</sup>;

$\delta$  – коефіцієнт, що враховує моменти інерції маси, що обертаються на валу зі швидкістю меншою, ніж вал гідромотора, і складає 1,1 ... 1,25;

$\Sigma I_I$  – сумарний момент інерції обертових мас гідромотора і приєднаних мас, що обертаються з частотою, рівною частоті обертання вала гідромотора, кгм<sup>2</sup>.

У загальному випадку сумарний момент інерції мас, що обертаються з частотою обертання, рівною частоті обертання вала гідромотора, виходячи з прийнятої конструктивної схеми механізму повороту [5], визначається як, кгм<sup>2</sup>,

$$\Sigma I_I = I_p + I_m + I_{му} + I_{ш}, \quad (6.44)$$

де  $I_p$  – момент інерції ротора гідромотора визначається за довідковими даними, кгм<sup>2</sup>;

$I_m, I_{му}, I_{ш}$  – моменти інерції мас, що обертаються з частотою, яка співпадає з частотою обертання гідромотора, а саме з'єднувальної муфти, шестірні і гальмівного шківів (сумарне значення складає  $(2 \dots 6) \cdot I_p$ ).

Гальмівний момент, приведений до вала високомоментного гідромотора, визначається за формулою, Нм,

$$M_m = \frac{1000 \cdot (M_\epsilon + M_{укл} - M_{mp}) \cdot \eta_m}{i_{pвнз}} + \frac{1000 \cdot I_{nn} \cdot \pi \cdot n_{nnф} \cdot \eta_m}{30 \cdot i_{pвнз} \cdot t_m} + \frac{\delta \cdot \Sigma I_I \cdot \pi \cdot n_{mn}}{30 \cdot t_m}, \quad (6.45)$$

де  $M_\epsilon$ ,  $M_{укл}$  – активні моменти опору процесу гальмування поворотної платформи, зумовлені дією вітрового навантаження, і уклону поворотної платформи, кНм;

$M_{mp}$  – пасивний елемент, що сприяє процесу гальмування поворотної платформи і обумовлений наявністю сил тертя в механізмі обертання;

$I_{nn}$  – момент інерції обертових мас крана, включаючи вантаж, стрілу, поворотну платформу з кабіною оператора і баласт, тм<sup>2</sup>;

$n_{nnф}$ ,  $n_{mn}$  – частота обертання відповідно поворотної платформи крана і гідромотора, хв<sup>-1</sup>;

$i_{pвнз}$  – загальне передаточне число механізму повороту, що включає передаточні числа редуктора і відкритої зубчастої пари;

$t_m$  – час гальмування, приймаємо рівним процесу пуску, с.

Визначивши  $M_m$  за довідковими даними з урахуванням прийнятої схеми механізму обертання і місця розташування гальма [5], приймаємо тип гальма, за яким необхідно представити такі дані: тип гальма; максимальний гальмівний момент, Нм; момент інерції обертових мас гальма, кгм<sup>2</sup>.

Максимальний гальмівний момент обраної конструкції гальма позначимо як  $M^{mk}$ . Перевірка правильності вибору гальма виражається у виконанні умови

$$K^n \cdot M^n \leq m_0 \cdot M^{mk}, \quad (6.46)$$

де  $K^n$  – коефіцієнт перевантаження, визначається за методикою перевірки гальма механізму підймання вантажу, яка викладена в розд. 5;

$M^n$  – момент на валу гідромотора від нормативних навантажень, Нм;



$m_0$  – коефіцієнт умови роботи, визначається аналогічно (див. роз. 5).

Момент  $M^H$ , що діє на валу гідромотора від нормативних навантажень, Нм,

$$M^H = \frac{1000 \cdot (M_{\epsilon} + M_{укл}) \cdot \eta_m}{i_{рвнз}} - \frac{1000 \cdot M_{тр}}{i_{рвнз} \cdot \eta_m}. \quad (6.47)$$

При виконанні умови (6.46) вибір гальма відповідає прийнятим нормам.

Час гальмування процесу обертання платформи крана при збільшенні тиску в  $P_{мнг} = P_{мнф} \cdot (1,5 \dots 2,5)$  разу порівняно зі статичною величиною становить, с,

$$t_m = \frac{\pi^2 \cdot \eta_{з.м.м} \cdot (1000 \cdot I_{нп} \cdot n_{нпф} \cdot \eta_m + \delta \cdot \sum I_I \cdot i_{рвнз} \cdot n_{мн})}{15 \cdot [P_{мнг} \cdot V_{мн} \cdot i_{рвнз} - 2000 \cdot (M_{\epsilon} + M_{укл} - M_{тр}) \cdot \pi \cdot \eta_m \cdot \eta_{з.м.м}]}. \quad (6.48)$$

Порівняння часу пуску і гальмування дозволяє судити про величину динамічних навантажень у період пуску і гальмування механізму обертання поворотної платформи крана з високомоментним гідромотором.

### **Контрольні питання**

1. Назвіть складові механізму обертання стрілового крана.
2. Як визначаються моменти опору обертанню платформи від уклону площини, на якій розташований кран, і дії сили вітру?
3. Як визначають загальне передаточне число механізму обертання поворотної платформи стрілового крана?
4. Визначте передаточне число відкритої зубчастої пари механізму обертання поворотної платформи стрілового крана.
5. Як знаходять момент опору повороту від сил інерції мас поворотної частини крана?
6. Визначте потужність механізму привода повороту крана.
7. Як визначають необхідний гальмівний момент механізму повороту крана?

## 7. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ТЕЛЕСКОПУВАННЯ СТІЛИ ТА ВІНОСНИМИ ОПОРАМИ КРАНА

### 7.1. Визначення параметрів гідросистеми механізму управління процесом телескопування стріли крана

Проектування механізму телескопування стріли базується на дослідженнях [19, 20, 21]. Схеми механізму телескопування стріли з різною кількістю секцій наведено на рис. 7.1, 7.2 і 7.3.

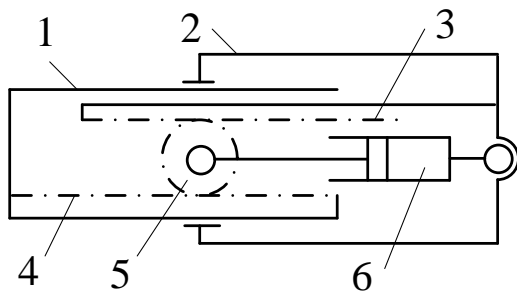


Рис. 7.1. Двосекційна телескопічна стріла:  
1, 2 – секції стріли;  
3, 4 – рейки;  
5 – шестірня;  
6 – гідроциліндр

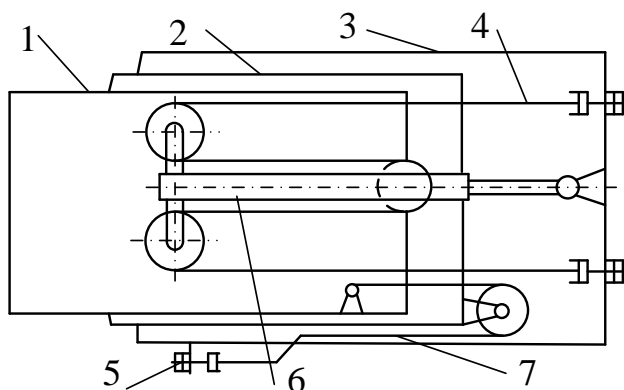


Рис. 7.2. Трисекційна телескопічна стріла:  
1, 2, 3 – секції стріли;  
4 – канат для збільшення довжини стріли;  
5 – натяжний пристрій;  
6 – гідроциліндр;  
7 – канат для зменшення довжини стріли

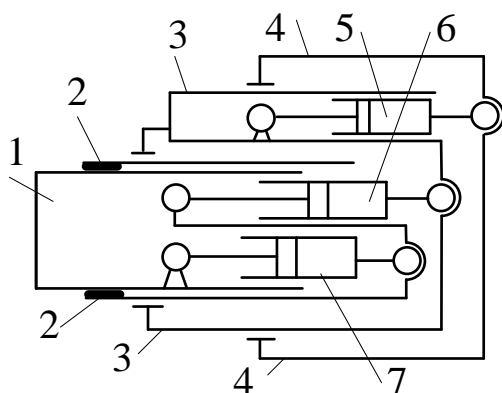


Рис. 7.3. Чотирисекційна телескопічна стріла:  
1, 2, 3, 4 – секції стріли;  
5, 6, 7 – гідроциліндри

При телескопуванні секцій стріли переміщення секцій забезпечується при мінімальному значенні вантажу  $Q_{Bi}^{\min}$ , а

величина кута вильоту стріли приймається на рівні максимального значення  $\gamma_{\text{вi}}^{\text{max}}$  (див. підрозд. 3.2).

При цьому маса окремих секцій телескопічної стріли приймається на рівні (35 ... 55) % загальної маси  $G_c$  стріли, т,

$$G_{\text{св}} = G_c \cdot (0,35 \dots 0,55), \quad (7.1)$$

де  $G_c$  - маса основної стріли, т.

Тоді зусилля, яке сприймає шток гідроциліндра при переміщенні секцій телескопічної стріли, складатиме, кН,

$$R_g = (Q_{\text{сi}}^{\text{min}} + G_{\text{св}}) \cdot g \cdot \sin \gamma_{\text{вi}}^{\text{max}}. \quad (7.2)$$

Внутрішній діаметр гідроциліндра (див. розд. 3), мм,

$$D_{\text{сп}} = 35,68 \cdot \sqrt{\frac{R_g}{P_{\text{н}} \cdot z \cdot \eta_{\text{змц}}}}. \quad (7.3)$$

Отримане значення діаметра поршня приймається близьким до стандартизованої величини (див. розд. 3), позначимо його як  $D_g$ . Діаметр штока, мм,

$$d_g = \varepsilon \cdot D_g, \quad (7.4)$$

де  $\varepsilon$  - коефіцієнт, що дорівнює 0,6 ... 0,9.

Хід штока  $\ell_{\text{св}}$  без розрахунку гідроциліндра на стійкість визначається за формулою, м,

$$\ell_{\text{св}} \leq (10 \cdot D_g) / 1000. \quad (7.5)$$

Реальний хід штока гідроциліндра  $\ell_{\text{ув}}$  повинен бути близьким до довжини окремих секцій телескопічної стріли, що розраховується на підставі залежності, м,

$$\ell_{\text{ув}} = (L_{\text{св}} - L_{\text{сo}}) / [(n_{\text{сc}} - 1) \cdot i_{\text{nc}}], \quad (7.6)$$

де  $\ell_{ув}$  – довжина однієї секції телескопічної стріли, м;

$L_{св}$  – максимальна довжина стріли за рахунок телескопування всіх секцій, м;

$L_{с0}$  – довжина основної стріли без телескопування секцій, м;

$n_{сc}$  – кількість секцій телескопічної стріли;

$i_{nc}$  – кратність поліспасти зворотної дії.

Отже,

$$\ell_{св} = \ell_{ув} \cdot \quad (7.7)$$

Однак досягти цієї умови не завжди вдається. Тоді збільшують хід штока до необхідної величини, а потім проводять перевірку гідроциліндра на стійкість.

Подача рідини до гідроциліндрів для виконання процесу телескопування секцій стріли забезпечується по гнучких трубопроводах. Для надійної роботи гнучких трубопроводів застосовуються спеціальні барабани з одношаровим або багатошаровим їх навиванням. Конструкція барабана з багатошаровим навиванням гнучких трубопроводів наведено на рис. 7.4.

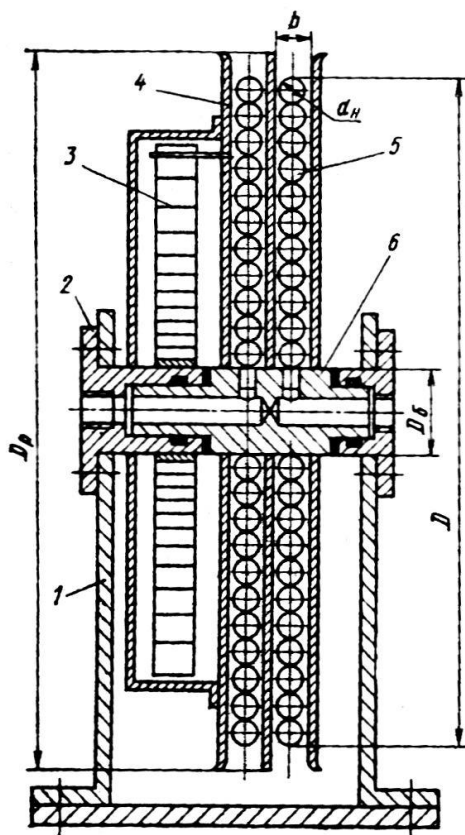


Рис. 7.4. Барабан з багатошаровим навиванням гнучких трубопроводів для забезпечення процесу телескопування секцій стріли:

1 – корпус; 2 – опора; 3 – реборда; 4 – рейка; 5 – гнучкий трубопровід; 6 – вал барабана;

$D$  – діаметр барабана при повному навиванні гнучким трубопроводом;

$D_p$  – зовнішній діаметр барабана;

$D_б$  – діаметр вала барабана;

$d_n$  – наріжний діаметр гнучкого трубопроводу;

$b$  – ширина барабана

Знаючи подачу насоса (див. розд. 4), визначаємо швидкість процесу телескопування секції стріли, м/с,

$$g_s = \frac{Q_n}{0,047 \cdot D_s^2}, \quad (7.8)$$

де  $Q_n$  – подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ .

При цьому швидкість процесу телескопування секцій стріли не повинна перевищувати 0,3 м/с, в іншому випадку в гідроциліндрах необхідно встановлювати демпферні пристрої або забезпечувати скидання частини рідини через дросель, паралельно встановлений насосу.

Корисна потужність  $N_u$ , що реалізується гідроциліндром при телескопуванні секцій стріли крана, кВт,

$$N_u = R_s \cdot g_s. \quad (7.9)$$

За умови визначення загального ККД гідросистеми телескопування стріли можна визначити величину потужності, яку необхідно витратити для роботи цього механізму. Без виконання розрахунку ККД гідросистеми телескопування стріли величину ККД на підставі дослідних даних можна прийняти 0,6...0,7. Тоді загальна потужність для роботи механізму телескопування стріли визначається без особливих труднощів.

## **7.2. Визначення параметрів гідросистеми механізму управління виносними опорами крана**

Проектування механізму управління виносними опорами стрілового крана базується на дослідженнях [22, 23]. Розрахунок виносних опор, які конструктивно виконуються у вигляді чотирьох опор-циліндрів, зводиться до встановлення навантаження і визначення для кожного з них діаметра поршня і штока та величини ходу штока. Конструктивне виконання виносних опор-циліндрів у сучасних стрілових кранів показано на рис. 7.5. За даними рис. 7.5, механізм управління опорами-циліндрами розташовується на неповоротній частині крана.



Рис. 7.5. Вигляд виносних опор-циліндрів і розташування механізму управління ними на неповоротній частині крана

Можливі варіанти розташування виносних опор-циліндрів, при розгляді в транспортному положенні крана ззаду з забезпеченням мінімальної і максимальної відстані між опорами-циліндрами, показано на рис. 7.6 з позначенням місця їх контакту з опорною поверхнею цифрами 2 і 4. За даними рис. 7.6, видно, що можна управляти відстанню між виносними опорами-циліндрами. Зокрема для залізничних кранів кількість контактних положень для фіксування виносних опор-циліндрів з поверхнею землі може досягати трьох-чотирьох.

При розгляді рис. 7.6 зверху можна побачити особливості розташування опор-циліндрів відносно подовженої осі крана. Розміри опорного контура  $axb$  чотирьох опор-циліндрів показано на рис. 7.7 з позначенням 1, 2, 3 і 4.

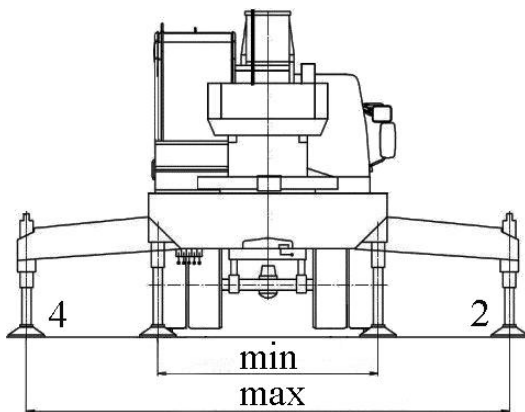


Рис. 7.6. Вигляд опор-циліндрів з торця крана ззаду

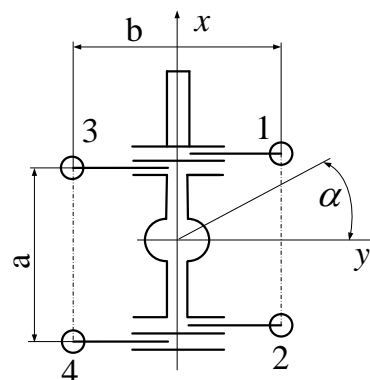


Рис. 7.7. Вигляд опор-циліндрів крана зверху [22]

На рис. 7.7 початок координат  $x$  і  $y$  беруть із центра зони обертання поворотної платформи стрілового крана. Причому координата  $x$  направлена в бік транспортного положення стріли крана, а координата  $y$  – перпендикулярна до продольної осі крана. Критичним положенням стріли від перекидання крана відносно опор-циліндрів є кут  $45^\circ$  (рис. 7.7). Управління виносними опорами [23] стрілового крана на базі застосування гідравлічного привода забезпечується так, як показано на рис. 7.8.

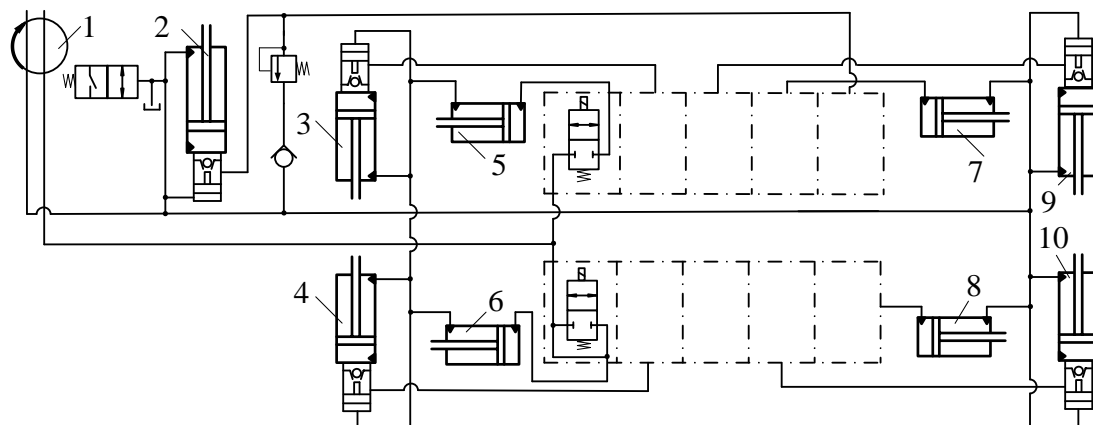


Рис. 7.8. Гідравлічна схема механізму управління виносними опорами-циліндрами (аутригерами) крана фірми Grave (США)

Позиції, наведені на рис. 7.8, характеризуються так: 1 – обертове з’єднання; 2 – гідроциліндр блокування ресор; 3, 4, 9 і 10 – вертикальні опори-циліндри, а 5, 6, 7 і 8 – горизонтальні циліндри переміщення виносних рам. Управління вертикальними 3, 4, 9 і 10 та горизонтальними 5, 6, 7 і 8 циліндрами забезпечується дистанційно гідророзподільниками з електромагнітним управлінням.

Можливі варіанти також з ручним управлінням гідророзподільниками стрілового крана.

При виконанні розрахунку механізму управління виносними опорами-циліндрами слід вважати, що кран знаходиться в нестійкій рівновазі під дією вантажу і додаткових навантажень. Такій умові відповідає режим, коли момент, здатний перекинути стріловий кран, дорівнює розрахунковому відновлювальному моменту.

Знаючи розрахунковий відновлювальний момент, що визначається за формулою (2.7), можна визначити зусилля, яке сприймається опорами-циліндрами, кН,

$$R_{on} = M_{\text{ут.р}} / K_1, \quad (7.10)$$

де  $M_{\text{ут.р}}$  – розрахунковий відновлювальний момент (див. залежність (2.7)), кНм;

$K_1$  – відстань між опорами-циліндрами крана (аутригерами), встановлюється за рекомендаціями табл. 2.1, п. 11.

Встановивши величину зусилля, що сприймається однією виносною опорою-циліндром крана, визначаємо внутрішній діаметр циліндра, мм,

$$D_{onp} = 35,68 \cdot \sqrt{R_{on} / (P_n \cdot \eta_{\text{змц}})}. \quad (7.11)$$

Отримане розрахункове значення діаметра поршня циліндра опори приймається близьким до стандартизованої величини (див. розд. 3) і позначається як  $D_{on}$ .

Діаметр штока, мм,

$$d_{on} = \varepsilon \cdot D_{on}, \quad (7.12)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, який для опори-циліндра стрілового крана приймається 0,95.

Хід штока циліндра встановлюється за даними крана-прототипу, визначається графічним або розрахунковим методами і повинен складати не менше 500 мм.

Знаючи подачу насоса, визначаємо швидкість переміщення чотирьох одночасно працюючих опор-циліндрів, м/с,

$$v_{on} = Q_n / (0,188 \cdot D_{on}^2), \quad (7.13)$$

де  $Q_n$  – подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ ;

$D_{on}$  – діаметр поршня, мм.

Швидкість переміщення штоків механізму управління виносними опорами-циліндрами не повинна перевищувати величину 0,1 м/с. У разі її перевищення цієї швидкості руху штока необхідно частину робочої рідини направити на злив через дросель, який встановлюється паралельно насосу. Розрахунок



слід вести в такій послідовності. Задаючись швидкістю переміщення штока опори-циліндра, можна визначити об'єм  $Q_{н.оп}$  робочої рідини, що споживається всіма опорами-циліндрами,  $дм^3/хв$ ,

$$Q_{н.оп} = 0,188 \cdot D_{оп}^2 \cdot \mathcal{G}_{оп.з}, \quad (7.14)$$

де  $\mathcal{G}_{оп.з}$  – швидкість переміщення штока виносної опори-циліндра, яка складає (0,06 ... 0,1) м/с.

Об'єм робочої рідини, що витісняється через дросель, визначається за формулою,  $дм^3/хв$ ,

$$Q_{др} = Q_n - Q_{н.оп}. \quad (7.15)$$

Знаючи витрати рідини, що необхідно направити через дросель з урахуванням рівня тиску робочої рідини в гідросистемі механізму управління аутригерами, можна за довідковими даними підібрати відповідний дросель або гальмівний клапан.

### ***Контрольні питання***

1. Назвіть складові механізму телескопування стріли крана.
2. Які приймаються умови для розрахунку механізму телескопування стріли?
3. Визначте корисну потужність, необхідну для роботи механізму телескопування стріли крана.
4. Визначте загальну потужність, необхідну для роботи механізму телескопування стріли крана.
5. Назвіть складові механізму управління аутригерами стрілового крана.
6. Які приймаються умови для розрахунку механізму управління аутригерами стрілового крана?
7. Визначте корисну потужність, необхідну для роботи механізму управління аутригерами стрілового крана.

## 8. РОЗРАХУНОК І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНОГО КРАНА З ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТРІЛОЮ

### 8.1. Загальні відомості

Правила будови і безпечної експлуатації вантажно-підйомних машин, до яких належать стрілові самохідні крани, вимагають забезпечення умов їх стійкості в робочому та неробочому станах. Із огляду особливостей експлуатації самохідних кранів відомо, що втрата стійкості і перекидання крана є результатом дії сукупності ряду факторів [24]:

- збільшення вильоту стріли крана;
- виникнення значних динамічних навантажень;
- перевищення нормативного уклону площини поверхні;
- просадка ґрунту (непередбачувана) та інші умови.

Дія сукупності цих факторів призвели до втрати стійкості і перекидання стрілового самохідного крана та наслідків, що виникли в результаті цього, показана на рис. 8.1.



Рис. 8.1. Втрата стійкості стрілового самохідного крана [25]

Вантажна і власна стійкість самохідних стрілових кранів характеризується коефіцієнтами стійкості, які визначаються розрахунком. Коефіцієнти вантажної і власної стійкості

розраховується за методикою Держтехнагляду за умови попереднього розрахунку координат центрів мас елементів крана.

При цьому приймається, що стріла має найбільшу довжину і стріла знаходиться під кутом  $60^\circ \dots 70^\circ$ . Для стрілового крана вітрове навантаження для неробочого стану (дія сили вітру) слід приймати 0,45 кПа.

Розрахунок стійкості крана слід ілюструвати відповідними схемами і рисунками, виконаними в масштабі.

## 8.2. Визначення координат центра ваги крана для основної стріли і при телескопуванні всіх секцій стріли

Дані про масу і розташування координат центра маси головних елементів крана (табл. 8.1) при роботі основною стрілою крана дозволяють визначити координати центра маси крана в цілому.

Таблиця 8.1

Положення центра маси головних елементів крана

Найменування і-го елемента	Маса, $G_i$ , т	Абсци-са, м	Момент, тм	Орди-ната, м	Момент, тм
Стріла	$G_c$	$x_c$		$y_c$	
Поворотна платформа	$G_2$	$x_2$		$y_2$	
Противага	$G_p$	$x_p$		$y_p$	
Гакова підвіска	$q_n$	$x_k$		$y_k$	
Ходова рама	$G_1$	$x_1 = 0$		$y_1$	

Так, вісь абсцис рекомендується направити по опорній площині, що проходить уздовж контакту шасі крана з поверхнею землі, а вісь ординат – уздовж осі обертання крана.

Центр маси крана необхідно обчислити для основної стріли за умови, що кут вильоту стріли складає  $\gamma_{oi}^{\max}$ .

Для розрахунку координат центра маси крана необхідно його ілюструвати у вигляді схеми з дотриманням відповідного масштабу згідно з рис. 8.2.

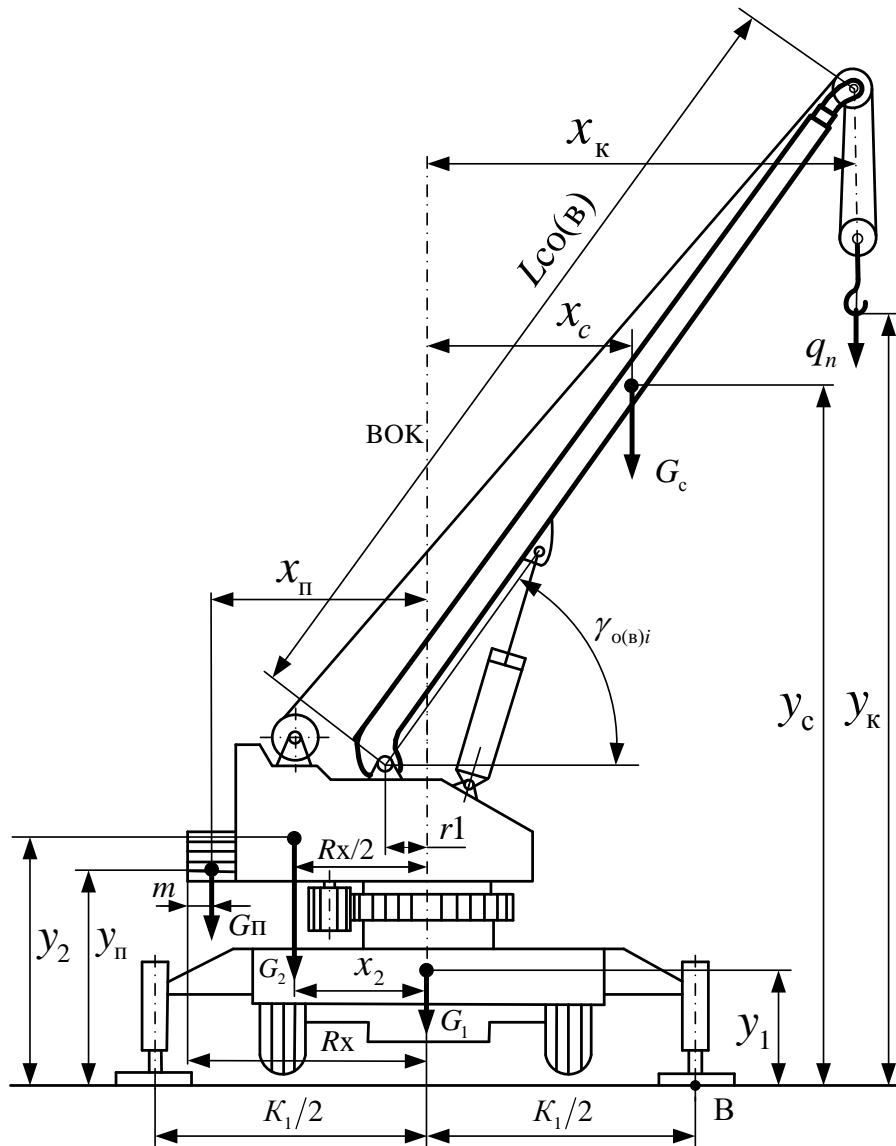


Рис. 8.2. Схема розташування центра мас головних елементів крана

Координати центра маси для всього крана  $x_0$  і  $y_0$  при роботі основною стрілою можна визначити за формулами, м,

$$x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot x_i)}{\sum_{i=1}^n G_i}, \quad (8.1)$$

$$y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot y_i)}{\sum_{i=1}^n G_i}, \quad (8.2)$$

де  $n$  – кількість основних елементів крана, що визначають його масу;

$G_i$  – маса  $i$ -го елемента крана, т;

$\sum_{i=1}^n G_i$  – маса крана, т;

$x_i, y_i$  – координати розташування центра маси  $i$ -го елемента крана.

Аналогічно визначаються координати центра маси крана в стані, коли забезпечується телескопування всіх секцій для досягнення максимальної довжини стріли. Для цього формуються нові дані за табл. 8.1.

За результатами розрахунку згідно з виразами (8.1) і (8.2) визначаються координати центра ваги всього крана. Отримано нові координати центра ваги для крана, коли завершено телескопування всіх секцій стріли, за умови, що кут вильоту стріли складає  $\gamma_{\text{вi}}^{\text{max}}$ , що позначаються як  $x_0^*, y_0^*$ .

Центр розташування маси неповоротної частини, тобто базової частини крана, можна визначити враховуючи умову перерозподілу опорного тиску поверхні на осі рухомої частини крана [5, с. 146].

### **8.3. Визначення коефіцієнта вантажної стійкості крана без урахування дії додаткових навантажень**

Стріловий кран розташовується на твердій горизонтальній площадці в без вітровій зоні, на гаковій підвісці підвішений максимальний вантаж і забезпечується максимальний виліт стріли, при цьому механізми крана не працюють.

Вантажна стійкість крана від перекидання характеризується коефіцієнтом, який визначається за формулою

$$K_{\text{гр.1}} = M_{\text{ут}} / M_{\text{вн}} \geq 1,4, \quad (8.3)$$

де  $M_{\text{ут}}$  – момент, що створюється вагою всіх частин крана відносно ребра перекидання В (рис. 2.3), кНм;

$M_{\text{вн}}$  – момент, що створюється робочим вантажем, кНм.

Момент  $M_{\text{ут}}$ , що створюється вагою крана, складає, кНм,

$$M_{\text{ут}} = G \cdot g \cdot (0,5 \cdot K_1 + x_0), \quad (8.4)$$

де  $G$  – маса самохідного стрілового крана, т.

Момент  $M_{\text{вн}}$ , який створюється робочим вантажем, визначається за формулою (2.4).

#### **8.4. Визначення коефіцієнта вантажної стійкості крана з урахуванням дії додаткових навантажень**

Стріловий кран розташовується на твердій площадці з ухилом до  $3^\circ$  (діє вітер робочого стану), і всі механізми крана одночасно здійснюють робочі рухи. Коефіцієнти вантажної стійкості визначають для двох положень стріли основної та при телескопуванні всіх секції стріли. При цьому стріла основна і телескопічна спрямовуються в бік уклону площини, на якій розташовується кран з забезпеченням таких умов: стріла перпендикулярна до ребра перекидання; стріла розташована під кутом  $45^\circ$  до ребра перекидання. Для розглянутих положень стріли повинна виконуватися умова

$$K_{\text{гр.2}} = (M_{\text{ут}} - \sum M_i) / M_{\text{вн}} \geq 1,15, \quad (8.5)$$

де  $\sum M_i$  – моменти, що створюються додатковими навантаженнями, тобто від дії вітрових, інерційних і відцентрових навантажень, кНм.

Момент  $M_{\text{вн}}$ , який створюється робочим вантажем, визначається за формулою (2.4).

Однак найбільш небезпечним є положення стріли, коли вона перпендикулярна до ребра перекидання, для якого загальний момент, створюваний від додаткових навантажень, складає, кНм,

$$\sum M_i = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_6 + M_7, \quad (8.6)$$

де  $M_1$  – момент відцентрової сили, що створюється вантажем при обертанні крана відносно осі повороту ВОК (рис 2.3);

$M_2$  – момент сили інерції вантажу, що виникає в перехідному режимі роботи при його підйманні;

$M_3, M_4, M_5$  – моменти сил інерції стріли і вантажу, що виникають у горизонтальній і вертикальній площинах при зміні

вильоту стріли та при роботі механізму обертання крана за час розгону відповідно;

$M_6, M_7$  – моменти, що створюються в процесі дії сили вітру на кран і вантаж відповідно.

Момент відцентрової сили  $M_1$ , що створюється вантажем при обертанні крана відносно осі його повороту, складає величину, кНм,

$$M_1 = \frac{Q \cdot g \cdot \pi^2 \cdot n_{mn}^2 \cdot (L_{co(B)} \cdot \cos \gamma_{o(B)i} - r_1) \cdot (L_{co(B)} \cdot \cos \gamma_{o(B)i} + h_k)}{900 \cdot g - \pi^2 \cdot n_{mn}^2 \cdot (L_{co(B)} \cdot \sin \gamma_{oi}^{\max} + h_k)}, \quad (8.7)$$

де  $n_{mn}$  – частота обертання платформи крана,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$h_k$  – відстань від поверхні землі до п'яти кріплення стріли, приймається за даними крана-прототипу (див. рис. 2.3), м.

Момент сили інерції вантажу  $M_2$ , який виникає в процесі роботи при змінній швидкості підймання вантажу, кНм,

$$M_2 = Q \cdot \mathcal{G}_{zp} \cdot (L_{co(B)} \cdot \cos \gamma_{o(B)i} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) / t_n, \quad (8.8)$$

де  $\mathcal{G}_{zp}$  – швидкість підймання вантажу, м/с;

$t_n$  – час змінного руху вантажу (час пуску), с.

Момент сили інерції стріли і вантажу  $M_3$ , який виникає в горизонтальній площині при пуску в роботу механізму зміни вильоту стріли крана, кНм,

$$M_3 = [(G_c^{np} + Q) \cdot \mathcal{G}_{oz}^2 \cdot (L_{co(B)} \cdot \sin \gamma_{o(B)i} + h_k)] / t_{ns}, \quad (8.9)$$

де  $G_c^{np}$  – маса стріли, перенесена до її оголовка,  $G_c^{np} = G_c / 3$ , т;

$\mathcal{G}_{oz}^2$  – горизонтальна складова швидкості руху стріли, м/с;

$t_{ns}$  – час пуску механізму зміни вильоту стріли крана, с.

Горизонтальна складова швидкості руху стріли крана  $\mathcal{G}_{oz}^2$  визначається за формулою, м/с,

$$\mathcal{G}_{oz}^2 = (\gamma_{o(B)\phi} \cdot \mathcal{G}_{ui}) / [\ell_{цхм} \cdot L_{co(B)} \cdot \sin \gamma_{o(B)i}], \quad (8.10)$$

де  $\gamma_{o(b)\phi}$ ,  $\mathcal{G}_u$ ,  $\ell_{цхм}$  – складові, які характеризують діапазон зміни кута нахилу стріли, рад, що залежить від руху штока зі швидкістю  $\mathcal{G}_u$ , м/с, на довжину ходу штока  $\ell_{цхм}$ , м, і визначаються за формулами (3.26), (4.10) та (3.24) відповідно.

Момент сили інерції стріли і вантажу  $M_4$ , що виникає у вертикальній площині при змінній швидкості руху механізму зміни вильоту, кНм,

$$M_4 = [(G_c^{np} + Q) \cdot (L_{co(b)} \cdot \cos \gamma_{o(b)i} - r_1 - 0,5 \cdot K_1) \cdot \mathcal{G}_{oz}^e] / t_{n6}, \quad (8.11)$$

де  $\mathcal{G}_{oz}^e$  – вертикальна складова швидкості стріли, м/с,

$$\mathcal{G}_{oz}^e = (\gamma_{o(b)\phi} \cdot \mathcal{G}_u) / [\ell_{цхм} \cdot L_{co(b)} \cdot \cos \gamma_{o(b)i}]. \quad (8.12)$$

Момент  $M_5$ , що виникає від сил інерції стріли і вантажу за час розгону  $t_p$  ОПК, визначається за формулою, кНм,

$$M_5 = [21,2 \cdot (G_c^{np} + Q) \cdot g \cdot \pi \cdot n_{mn} \cdot (L_{co(b)} \cdot \cos \gamma_{o(b)i} - r_1) \times \\ \times (L_{co(b)} \cdot \cos \gamma_{o(b)i} + h_k)] / [(900 \cdot g - \pi^2 \cdot n_{mn}^2 \cdot (L_{co(b)} \cdot \sin \gamma_{o(b)i} + h_k)) \cdot t_p]. \quad (8.13)$$

Момент  $M_6$ , який створюється силою вітру, що діє на торцеву поверхню крана і його стрілу, складає величину, кНм,

$$M_6 = F_{тор} \cdot g_b \cdot k_k \cdot c_k \cdot h_k \cdot 0,5 + \\ + (L_{co(b)} \cdot h_{cm} \cdot g_b \cdot k_c \cdot c_c) \cdot (0,5 \cdot L_{co(b)} \cdot \sin \gamma_{o(b)i} + h_k), \quad (8.14)$$

де  $g_b$  – динамічний тиск вітру (приймається 0,125 кПа);

$k_k$ ,  $k_c$  – коефіцієнт, що враховує зростання швидкісного напору залежно від висоти розташування центрів торцевої поверхні крана і стріли [5, с. 14];

$c_k$ ,  $c_c$  – аеродинамічний коефіцієнт, для суцільних конструкцій крана, складає величину 1,2;

$F_{тор}$  – площа торцевої поверхні крана (визначається або приймається за даними крана-прототипу), м<sup>2</sup>;



$h_{cm}$  – довжина в поперечному перерізі основної стріли (див. розд. 3.3), м.

Момент  $M_7$ , який створюється силою вітру, що діє на вантаж, складає величину, кНм,

$$M_7 = (F_B \cdot g_B \cdot k_B \cdot c_K) \cdot (L_{co(B)} \cdot \sin \gamma_{o(B)i} + h_K), \quad (8.15)$$

де  $F_B$  – площа вантажу, приймається відповідно до даних, наведених у табл. 3.1, м<sup>2</sup>;

$k_B$  – коефіцієнт, що враховує розташування вантажу біля оголовка стріли [5].

За виразом (8.5) визначається вантажна стійкість крана.

### 8.5. Визначення коефіцієнта власної стійкості крана

Стріловий кран розташовується на похилій площині на протилежному боці від баластної платформи, стріла піднята в крайнє верхнє положення. Тоді коефіцієнт власної стійкості

$$K_c = M_{уд.к} / M_{вн} \geq 1,15, \quad (8.16)$$

де  $M_{уд.к}$  – момент ваговий, утримує кран у стійкому стані, кНм;

$M_{вн}$  – момент від дії сил вітру неробочого стану, кНм.

Момент ваговий  $M_{уд.к}$ , що утримує кран у стійкому стані, кНм,

$$M_{уд.к} = G \cdot g \cdot [(0,5 \cdot K_n - x_0^*) \cdot \cos \alpha - y_0^* \cdot \sin \alpha], \quad (8.17)$$

де  $x_0^*$ ,  $y_0^*$  – координати центра ваги, встановлені при телескопуванні всіх секцій стріли і при максимальному куті вильоту такої стріли;

$K_n$  – колія передніх коліс крана (див. табл. 2.1).

Момент  $M_{вн}$  від дії сили вітру неробочого стану на кран

$$M_{\text{вн}} = F_{\text{тор}} \cdot g_{\text{вн}} \cdot k_k \cdot c_k \cdot h_k + (F_{\text{стр}} \cdot g_{\text{вн}} \cdot k_c \cdot c_c) \cdot (0,5 \cdot L_{\text{св}} \cdot \sin \gamma_{\text{вн}}^{\text{max}} + h_k), \quad (8.18)$$

де  $F_{\text{тор}}$  – площа торцевої поверхні крана (визначається або приймається за даними крана-прототипу), м<sup>2</sup>;

$F_{\text{стр}}$  – площа бокової поверхні стріли крана м<sup>2</sup>;

$g_{\text{вн}}$  – питомий тиск дії вітру неробочого стану, що приймається 0,450 кПа.

Площа бокової поверхні  $F_{\text{стр}}$  визначається розрахунком як добуток двох складових довжини стріли  $L_{\text{св}}$  і  $h_{\text{см}}$  (див. залежність (8.14)).

При виконанні умов формул (8.3), (8.5) і (8.16) стійкість крана з телескопічною стрілою забезпечується в робочому і неробочому станах.

### **Контрольні питання**

1. Як розраховують вантажну стійкість стрілового крана?
2. Як визначають власну стійкість стрілового крана?
3. Які заходи слід вжити, якщо умови забезпечення стійкості крана не виконуються?
4. Розглянувши рис. 8.1, вкажіть причини втрати власної стійкості самохідного стрілового крана.
5. Вкажіть величину коефіцієнта власної стійкості крана.
6. Вкажіть величину коефіцієнта вантажної стійкості крана.
7. Які фактори впливають на втрату стійкості крана?
8. Яка величина вітрового навантаження допускається для безпечної роботи стрілового крана?
9. Назвіть моменти, що створюються від дії додаткових навантажень на кран для визначення вантажної стійкості.
10. Назвіть момент, який забезпечує стійкість крана.
11. Назвіть момент, який зменшує стійкість крана.
12. На який процес впливає зміна координат центра маси крана.
13. Що слід зробити, щоб координата центра маси крана змінювалась у напрямку покращення стійкості крана?

## **9. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОБІЛЬНИХ КРАНІВ З ТЕЛЕСКОПІЧНОЮ СТІЛОЮ**

### **9.1. Особливості використання стрілових кранів**

Стрілові самохідні крани в процесі експлуатації повинні відповідати діючим рекомендаціям НПАОП 0.00-5.07-94. Типова інструкція для осіб, відповідальних за утримання вантажо-підіймальних кранів у справному стані; НПАОП 0.00-5.03-95. Типова інструкція з безпечного ведення робіт для кранівників (машиністів) стрілових самохідних (автомобільних, гусеничних, залізничних, пневмоколісних) кранів; НПАОП 0.00-5.04-95. Типова інструкція з безпечного ведення робіт для стропальників (зачіплювачів), які обслуговують вантажопідіймальні крани.

Кран до пуску в роботу підлягає реєстрації в місцевих органах і на підприємстві за місцем використання. Винятком є стрілові крани вантажопідйомністю до 1 т включно. Перереєстрації підлягають крани в таких випадках: при зміні привода і переобладнанні кранів з гаковою підвіскою на грейферну або магнітну; при подовженні стріли, посиленні крана з метою підвищення вантажопідйомності тощо; при передачі крана на інше підприємство.

Зняття крана з реєстрації проводиться за письмовою заявою власника в таких випадках: при списанні, якщо кран є непридатним; при передачі з балансу на баланс іншому підприємству.

При завершенні реєстрації та контрольній перевірці стану стрілового крана підприємство-власник отримує дозвіл на його використання. Якщо вантажопідйомні пристрої не реєструються, дозвіл на їх експлуатацію дає інженерно-технічний працівник підприємства з нагляду за роботою цих машин. Після реєстрації стрілового крана він забезпечується індивідуальним номером і записується до журналу обліку.

Стріловий кран повинен мати паспорт встановленої форми, документи технічного огляду, у яких повинні бути вказані вантажопідйомність, реєстраційний номер, дата наступного повного технічного огляду. Капітально відремонтований стріловий кран до пуску в експлуатацію проходить технічний

огляд. До самостійного управління кранами і їх технічного обслуговування допускаються особи не молодше 18 років, які придатні за станом здоров'я до даної роботи і мають посвідчення на право роботи на крані даного типу.

Кабіна управління краном відповідно до СНІП П-А 9.71 повинна бути з достатнім обзором і освітленням і здатна захищати кранівника від вітру і атмосферних опадів. Температура в кабіні не повинна бути нижче 12 °С.

При пересуванні автомобільних і залізничних кранів стріла повинна бути повернута в напрямку руху крана.

## 9.2. Безпечна експлуатація стрілових самохідних кранів

Для забезпечення безпечного виконання вантажних робіт при опусканні вантажу механізмом управління вантажною лебідкою чи механізмом управління зміною вильоту стріли велике значення має використання спеціальних гальмівних систем, що забезпечують плавний рух вантажу і робочого обладнання стрілового крана. На рис. 9.1, а і б наведено схеми установки гальмівного клапана в гідросистемах стрілових кранів механізмів обертового і зворотно поступального рухів [13].

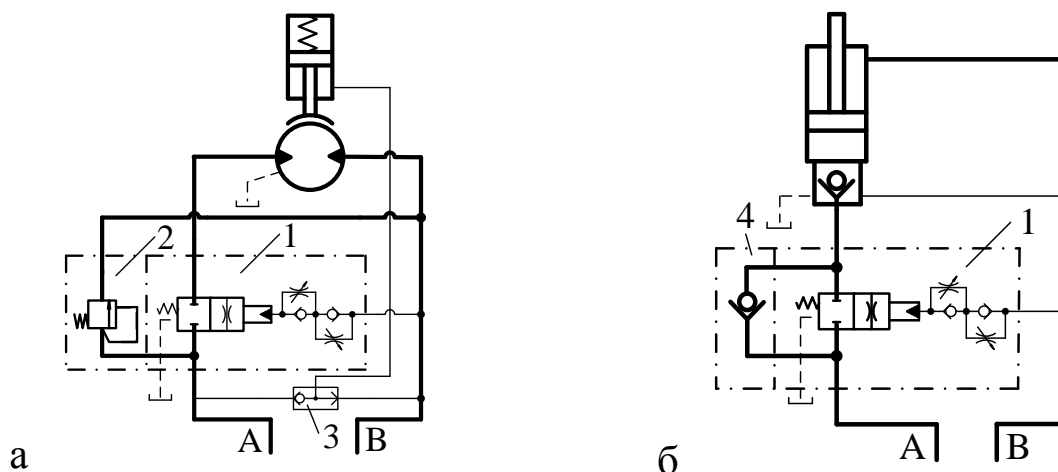


Рис. 9.1. Установлення гальмівного клапана в гідросистемах механізмів: а – обертового; б – зворотно поступального рухів

Позначення на рис. 9.1 характеризують таке: 1 – гальмівний клапан типу 631–634; 2 – запобіжний клапан; 3 – клапан «АБО»; 4 – зворотний клапан; А, В – трубопроводи для з'єднання з

гідророзподільником. На рис. 9.1 жирною лінією зображуються робочі гідролінії, тонкою лінією – керувальні гідролінії, а штриховою – дренажні гідролінії. Гальмівний клапан 1 забезпечує стійку роботу гідросистеми, що виключає коливання золотника клапана за рахунок устанавлення двох регулюючих дроселів зі своїми зворотними клапанами, які створюють умови для перетікання рідини по відповідних каналах. Запобіжний клапан 2 забезпечує захист гідросистеми від перевантаження (недопустима маса вантажу), а клапан «АБО» забезпечує розгальмування вантажної лебідки як при опусканні, так і при підйманні вантажу стріловим краном. Зворотний клапан 4 пропускає рідину до поршневої порожнини гідроциліндра при мінімальних втратах тиску рідини за умови підймання стріли. Опускання стріли забезпечується через гальмівний клапан 1.

Для забезпечення безпечного виконання вантажних робіт велике значення має застосування спеціальних приладів і пристроїв безпеки та експлуатації, що встановлюються на стрілових кранах [26, 27]. Узагальнено до них належать обмежувачі вантажопідйомності і маси вантажу, що підіймається, засоби захисту кранів від перекидання, покажчики нахилу крана (кренометр), кінцеві вимикачі, анемометри, сигналізатори, що сповіщають про наближення стріли крана до електропроводу.

Наявність і справний стан цих приладів виключає аварії та нещасні випадки. Всі стрілові гідрофіковані крани оснащуються пристроями і пристосуваннями, які забезпечують їх безпечну експлуатацію. У якості прикладу розглянемо пристрої безпеки, що монтуються на кранах фірми [26] Liebherr (Німеччина). До них відносять такі пристрої.

1. *Обмежувач вантажопідйомності*, який автоматично вимикає механізми крана при перевищенні допустимого моменту від дії маси вантажу. На деяких кранах одночасно загоряється сигнальна лампа і вмикається звуковий сигнал і діють до тих пір, поки не зміняться умови роботи на кращі.

2. *Обмежувач висоти підймання гакової підвіски*, який автоматично вимикає вантажні лебідки (основну і допоміжну) при підході гакової підвіски до верхньої частини стріли (при цьому можливе вимикання лебідок у бік опускання вантажу). Обмежувачі встановлюють на верхній частині стріли.

3. *Обмежувач глибини опускання гакової підвіски*, який автоматично вимикає вантажні лебідки при досягненні мінімальної кількості витків каната на барабані. Обмежувач складається з кінцевого вимикача, вбудованого в четвертій канавці від кінця барабана, і блока підведення до нього енергії. При сходженні каната з цієї канавки барабана кінцевий вимикач спрацьовує і рух гакової підвіски припиняється. При цьому на барабані залишається чотири витки каната.

4. *Обмежувач кута нахилу стріли*, який автоматично вимикає механізм підймання стріли при підході її до крайнього нижнього чи верхнього положення. Найбільший і найменший кути нахилу стріли на кранах з жорсткою підвіскою стріли забезпечуються за допомогою гідроциліндрів (гідроциліндра) шляхом упирання поршня у верхню або нижню кришки гідроциліндра. Найменший кут нахилу стріли з вантажем обмежується за допомогою обмежувача вантажопідйомності.

5. *Обмежувач впливу вітру на кран з урахуванням його швидкості і тривалості дії* забезпечується вимірювальним приладом (анемометром). Датчик швидкості вітру чашкового типу з'єднаний з генератором, який перетворює швидкість вітру в електричний сигнал. Із збільшенням швидкості вітру і тривалості його дії на кран зростає напруга, що подається генератором на прилад, що вмикає звукову і світлову сигналізацію.

6. *Оповіщувач наближення до лінії електропередачі (ЛЕП)*, який забезпечується приладом управління, розміщеного в кабіні машиніста, і датчиком, який встановлено у верхній частині стріли крана. Датчик включає в себе зонди і підсилювач, які з'єднані кабелем з приладом управління. Електричне поле, створюване навколо ЛЕП, реєструється зондами, і сигнал від них надходить на підсилювач, а потім до приладу управління, який вмикає звукову і світлову сигналізацію, після чого стрілу крана відводять від ЛЕП на безпечну відстань.

7. *Показчик крену крана відносно горизонталі*, який встановлюють на рамі шасі і в кабіні машиніста.

Для забезпечення надійної роботи вказаних вище приладів встановлюють на кранах засоби для щоденного контролю з визначення їх працездатності [27].

На кранах також встановлюють контрольно-вимірювальні прилади в кабіні машиніста і на поворотній платформі, які призначені для контролю роботи гідропривода, зокрема манометри і термометри, а також стандартні покажчики наявності фактичного об'єму робочої рідини в резервуарі гідросистеми, тиску і температури робочої рідини та прилади освітлення робочої зони крана (фари).

### **9.3. Технічний огляд стану стрілових самохідних кранів і статичні та динамічні випробування**

Технічний огляд включає огляд зовнішнього стану, перевірку механізмів і пристроїв, а також статичне і динамічне випробування під навантаженням (пробним вантажем).

Огляд здійснюється при виконанні первинних і періодичних освідчень і в разі потреби проводяться позачергові технічні освідчення. Випробування бувають повними (вони включають статичне і динамічне випробування) і частковими – лише огляд. Повні випробування проводяться 1 раз на три роки, часткові - щорічно.

Періодичному технічному огляду підлягають крани, терміни огляду яких встановлюються власником крана (щорічно); позачерговий технічний огляд необхідно проводити після капітального ремонту металевих конструкцій чи при зміні механізму підймання і т. д. Такий огляд проводиться в обсязі первинного технічного огляду.

Технічний огляд, крім огляду та перевірки, включає статичне і динамічне випробування пробним вантажем. При таких випробуваннях кран встановлюється на горизонтальній площадці, а поворотна частина крана – у положення, що відповідає найменшій стійкості крана.

Статичне випробування має на меті перевірку стійкості, жорсткості та міцності елементів металоконструкцій крана. Статичне випробування здійснюється шляхом підймання вантажу масою, що перевищує на 25 % вантажопідйомність стрілового крана. При випробуванні нових кранів вантаж підіймають двічі – при найменшому і найбільшому вильоті стріли. Вантаж підіймають на 0,2–0,3 м і витримують у такому

стані протягом 10 хв. Динамічне випробування проводять після успішного проведення статичного, і полягає воно в повторних підйманнях та опусканнях вантажу масою, що перевищує на 10 % вантажопідйомність крана, при цьому перевіряється стан механізмів і гальм.

При використанні вантажопідіймальних механізмів особливу увагу слід приділити контролю за станом знімних пристосувань: гаків, стропів, траверсів. Їх виготовлення повинно бути централізованим і проводитися за затвердженими кресленнями. Після виготовлення або ремонту вони піддаються оглядам і випробуванням з навантаженням, що в 1,25 разу перевищує їх вантажопідйомність у процесі експлуатації. При роботі належить оглядати, зокрема кліщі, захвати через кожні 6 місяців, тару – через місяць, стропи – через 10 днів. Вони повинні мати тавро або бірку з зазначенням номера, дати випробування і вантажопідйомності. Канати, ланцюги, що використовуються у вантажопідійомних машинах, повинні мати сертифікати на право їх використання.

### ***Контрольні питання***

1. Назвіть умови перереєстрації стрілового крана.
2. Яку функцію виконує гальмівний клапан у гідросистемах механізмів обертового і зворотно поступального рухів?
3. Як забезпечується процес розгальмування гідрофікованих механізмів крана для виконання обертового і зворотно поступального рухів?
4. Назвіть спеціальні прилади та пристрої безпеки, що встановлюються на стрілових кранах для безпечної їх роботи.
5. Назвіть прилад для контролю вітрового навантаження, яке сприймає стріловий кран.
6. Назвіть кількість витків каната на барабані, які повинні залишатись для безпечної роботи крана.
7. Призначення планового огляду крана.
8. Призначення статичного випробування крана.
9. Призначення динамічного випробування крана.
10. Назвіть основні умови, яких дотримуються при проведенні статичного і динамічного випробування крана.



## Висновки

Проектування гідрофікованих мобільних стрілових кранів пов'язано з вирішенням завдань пошукового конструювання за трьома напрямками [28].

*Завдання першого напрямку* – вибір ефективного фізичного принципу трансформації енергії від первинного двигуна до робочого обладнання, наприклад через гідравлічний привод і комбінації інших засобів перетворення енергії.

*Завдання другого напрямку* – пошук і вибір раціональних технічних рішень для прийнятого фізичного принципу перетворення і передачі енергії. Таким чином, вирішенням завдань даного напрямку є матеріалізація фізичного принципу перетворення і передачі енергії з реалізацією ідеї в реальних конструктивних елементах при забезпеченні максимальної працездатності в структурі конкретного механізму крана.

*Завдання третього напрямку* – визначення оптимальних параметрів на підставі прийнятої структури конкретного механізму крана. При вирішенні цих завдань змінюють параметри таким чином, поки не буде отримано оптимальне співвідношення між параметрами конкретного механізму крана.

Встановлення раціонального (оптимального) результату для конкретного механізму крана є пошуком рішення між відносно відомими і новими результатами, встановленими на підставі досліджень з необхідністю виявлення переваг і всебічного обґрунтування отриманих даних, і науковою проблемою зі створення працездатних і ефективних різноманітних механізмів стрілового гідрофікованого крана.

Проблема встановлення найкращого конструктивного оформлення будь-якого механізму крана базується на вирішенні завдань вказаних вище трьох напрямків за рахунок застосування сучасних методів оптимізації.

Застосування можливостей сучасних електронно-обчислювальних машин (ЕОМ) дозволяє прискорити процес визначення оптимальних параметрів механізмів управління робочим обладнанням стрілових кранів.

Визначити оптимальне рішення при створенні сучасних механізмів управління краном – означає вибрати такий варіант,

який відрізнявся б значними перевагами при мінімальних недоліках і задовольняв би поставлену мету їх створення. Наприклад, кожний з механізмів управління робочим обладнанням стрілового крана повинен характеризуватись високою надійністю і продуктивністю при незначній масі та малих затратах енергії, тобто бути таким, який здатний відповідати високому значенню загального ККД механізму крана.

Вибір варіанта передбачає наявність критерію порівняння, що дає змогу відібрати кращий із наявних варіантів. Параметр вибору і порівняння різних варіантів називається критерієм оптимізації. Кожній меті оптимального проектування відповідає певний критерій оптимізації. Наприклад, якщо метою оптимізації механізму крана є забезпечення мінімальної маси, то критерієм оптимізації буде маса цього механізму крана.

Порівняння варіантів конструкцій механізмів крана при їх проектуванні може здійснюватись одночасно за декількома критеріями, і тоді виникають багатокритеріальні задачі оптимального проектування.

Із представлених досліджень виявлено, що сучасні стрілові гідрофіковані крани потребують постійного удосконалення, а це призводить до ускладнення вибору найкращого варіанта проекту, його відповідності прийнятим початковим даним і дотримання тенденцій створення сучасних стрілових кранів. У зв'язку з цим збільшується кількість можливих варіантів проектних рішень, які потребують детального та глибокого наукового аналізу. Трудомістка робота конструктора проекту, обумовлена пошуком інформації про стандартні елементи, матеріали та їхні характеристики, отриманням результатів випробувань в експлуатаційних умовах, а також роботи безпосереднього графічного зображення різних складових механізмів крана є значною перешкодою на шляху виявлення найкращих технічних розробок механізмів управління робочим обладнанням крана.

Встановлено [28], що частка творчої праці конструктора в загальному обсязі проектування зменшилась до 20...30 %. Це призвело до необхідності усунення цього недоліку за рахунок створення нових можливостей опрацювання та відображення технічної інформації на базі застосування системного підходу та

створення системи автоматизованого проектування та управління (САПР).

Програмні комплекси САПР створені при застосуванні операційних систем, таких як Windows, Unix, і мов програмування, зокрема C, C++ і Java. У САПР активно впроваджуються CASE-технології, наближені до об'єктно-орієнтованих систем управління базами даних (СУБД), і CALS-технології для уніфікації і стандартизації продукції на всіх стадіях життєвого циклу.

У галузях кранового машинобудування САПР називають машинобудівними або MCAD (Mechanical CAD) системами, до яких відносять системи Magics – САПР, що призначені для швидкого прототипування.

Для вирішення математичних, інженерно-технічних і наукових завдань використовується програма MathCAD, а для моделювання процесів – програми Nastran, Ansys, Cosmos, Nisa, Moldflow, які теж інтегровані в систему САПР. Широко доступними програмами для освоєння САПР є безкоштовні програми, до яких відносять FreeCAD від Aik-Siong Koh (A-S. Koh) і FreeCAD від Jürgen Riegel.

За станом розвитку САПР поділяються на відкриті, закриті і проміжні, останні два напрямки використовуються для зниження впливу сторонніх організацій при розробленні нових кранів.

З розповсюдженням інтернету САПР став інтенсивно розвиватися. На сьогодні в кожного співробітника інженерної служби відомих виробників мобільних кранів у власному користуванні є планшети, для яких створено сучасні мобільні платформи Apple IOS і Google Android і створена значна кількість САПР-додатків до них, які дозволяють підвищувати ефективність роботи кожного співробітника при створенні нових зразків мобільних стрілових кранів. За допомогою САПР досягається високий техніко-економічний рівень розроблення, зменшується термін часу та вартості на проектування сучасних мобільних стрілових кранів.

## БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Сурашов, Н. Т. Рациональное использование стреловых кранов на строительномонтажных работах [Текст] : монография / Н. Т. Сурашов, М. И. Гудович. – Алматы : КазНТУ, 2014. – 125 с.

2. Авилова, И. П. Некоторые стреловые и башенные краны, используемые в современном отечественном строительстве [Текст] : справочник к методическим указаниям к выполнению РГЗ и курсового проекта по дисциплине «Организация, планирование и управление в строительстве» / И. П. Авилова. – Белгород : БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 50 с.

3. Строительные машины [Текст] : справочник: в 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Раннев, В. Ф. Корелин, А. В. Жаворонков [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1991. – 496 с.

4. Справочник по кранам [Текст] : в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин [и др.]; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.

5. Колесник, Н. П. Расчеты строительных кранов [Текст] / Н. П. Колесник. – К. : Выща шк., 1985. – 240 с.

6. Тимошенко, В. К. К выбору параметров стрелоподъемного механизма [Текст] / В. К. Тимошенко, С. А. Дубовик // Строительные и дорожные машины. – 1984. – № 1. – С. 27-29.

7. Башкиров, В. А. Выбор оптимальных параметров стрелоподъемного механизма с гидроприводом [Текст] / В. А. Башкиров // Строительные и дорожные машины. – 1982. – № 4. – С. 14-16.

8. Ремарчук, М. П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування [Текст] / М. П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2003. – № 1. – С. 20-24.

9. Борткевич, В. Совершенствование гидросистемы крана грузоподъемностью 40 т второго поколения [Текст] / В. Борткевич // Строительные и дорожные машины. – 1992. – № 1. – С. 14-16.

10. Смирнов, О. А. Гидравлические стреловые самоходные краны фирмы Demag (ФРГ) [Текст] / О. А. Смирнов, Н. П. Панкрашкина // Строительные и дорожные машины. – 1981. – № 11. – С. 27-30.

11. Ремарчук, М. П. Методологія проектування гідравлічного приводу на основі застосування системного аналізу [Текст] / М. П. Ремарчук, А. О. Задорожний, Я. В. Чмуж // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2017. – № 2/7(86). – С. 42-50.

12. Ремарчук, Н. П. Определение линейных потерь давления в гидроприводе машин [Текст] / Н. П. Ремарчук, Д. В. Босик, А. В. Мудрый // Автомобильный транспорт. Сер. Совершенствование машин для земляных и дорожных работ: сб. науч. тр. ХГАДТУ. – Харьков : РИО ХГАДТУ, 1999. – Вып. 2. – С. 31-33.

13. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст] : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

14. Ремарчук, М. П. Зниження енерговитрат в гідросистемах самохідних кранів на основі уніфікації їх комплексних модулів [Текст] / М. П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва. – Харків : ХДТУБА, 2005. – Вип. 32. – С. 111-128.

15. Ремарчук, М. П. Вантажопідійомна лебідка стрілового самохідного крана [Текст] / М. П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков : Технологический центр, 2007. – № 3/1(27). – С. 33-38.

16. Ремарчук, М. П. Обґрунтування ефективності роботи механізму підйому вантажу стріловими кранами [Текст] / М. П. Ремарчук // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков : ХНАДУ, 2007. – Вып. 38. – С. 95-100.

17. Исаков, Э. Н. Режим эксплуатации механизма подъема стреловых самоходных кранов грузоподъемностью 25 т и более [Текст] / Э. Н. Исаков, З. Б. Харас, Г. А. Бабаян // Строительные и дорожные машины. – 1981. – № 6. – С. 21-23.

18. Васильченко, В. А. Особенности применения и эксплуатации высокомоментных гидромоторов типа МР [Текст] / В. А. Васильченко, Л. Г. Додин // Строительные и дорожные машины. – 1981. – № 8. – С. 21-24.

19. Крайнев, А. Ф. Словарь-справочник по механизмам [Текст] / А. Ф. Крайнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 560 с.

20. Смирнов, О. А. Механизмы перемещения секций телескопических стрел гидравлических самоходных кранов [Текст] / О. А. Смирнов, И. А. Цветков // Строительные и дорожные машины. – 1979. – № 4. – С. 6-8.

21. Смирнов, О. А. Шланговые барабаны телескопических стрел самоходных кранов [Текст] / О. А. Смирнов, И. А. Цветков // Строительные и дорожные машины. – 1979. – № 12. – С. 7-8.

22. Андриенко, Н. Н. Область максимальных нагрузок и условия прочности металлоконструкций крана с четырех-опорным контуром [Текст] / Н. Н. Андриенко, П. В. Хасилев // Строительные и дорожные машины. – 1989. – № 12. – С. 20-22.

23. Смирнов, О. А. Гидравлические стреловые самоходные краны фирмы Grave (США) [Текст] / О. А. Смирнов, Н. П. Панкрашкина // Строительные и дорожные машины. – 1984. – № 7. – С. 9-11.

24. Левин, М. М. Повышение безопасности использования пневмоколесных кранов без выносных опор [Текст] / М. М. Левин // Строительные и дорожные машины. – 1979. – № 9. – С. 12-13.

25. Наглядные примеры: когда удача совсем отвернулась [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://news.mirtesen.ru/newdata/news?ad=2349471&bl=82323&ct=direct&st=16&ag=16&in=tpW%2BAACVjHxGwiMAn9kjAL%2FMIwCo2iMA%2BuMjAFK%2BIwCBwSMAdeljADzkIwBX1SMA>.

26. Смирнов, О. А. Гидравлические стреловые самоходные краны фирмы Liebherr (ФРГ) [Текст] / О. А. Смирнов, И. Е. Кольцов, Т. С. Вдовина // Строительные и дорожные машины. – 1978. – № 3. – С. 15-19.

27. Злобин, В. С. Приборы для безопасной эксплуатации стреловых кранов и оснастка для их настройки [Текст] / В. С. Злобин // Строительные и дорожные машины. – 1979. – № 1. – С. 10-11.

28. Павлище, В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] : підручник / В. Т. Павлище. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.

## Характеристики насосів

Тип насоса	Об'єм робочої камери, см <sup>3</sup> /об	Тиск, МПа		Частота обертів, хв <sup>-1</sup>			ККД	
		номінальний	максимальний	максимальна	номінальна	мінімальна	об'ємний/гідрравлічний	загальний
НШ-10	10	20	24	1920	1500	1200	0,92/-	0,8
НШ-32	31,7	20	24	1920	1500	1200	0,92/-	0,8
НШ-46	45,7	20	24	1920	1500	1200	0,92/-	0,85
НШ-67	69	20	32	1920	1500	1200	0,92/-	0,85
НШ-100	98,8	20	32	1920	1500	960	0,94/-	0,85
210.12	11,6	16	32	4400	2400	500	0,955/0,948	0,905
210.16	28,1	16	32	3500	1920	500	0,96/0,947	0,909
210.20	54,8	16	25	2850	1500	500	0,965/0,946	0,912
210.25	107	16	25	2200	1200	500	0,975/0,944	0,92
210.32	225	16	25	1750	960	500	0,975/0,944	0,92
207.20 <sup>x</sup>	54,8	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/-	0,91
207.25 <sup>x</sup>	107	20/16	32/25	2500	1200	500	0,95/-	0,91
207.32 <sup>x</sup>	225	20/16	31/25	2000	960	500	0,95/-	0,91
223.20 <sup>x</sup>	54,2+54,2	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/-	0,91
223.25 <sup>x</sup>	107+107	20/16	32/25	2500	1200	50	0,95/-	0,91
224.20	54,2+54,2	20/16	32/25	3150	1500	500	0,95/-	0,91
311.20	56	20	32	3300	1500	199	0,96/-	0,91
311.25	112	20	32	2400	1200	240	0,96/-	0,91
311.32	224	20	32	1920	960	300	0,96/-	0,91
323.20 <sup>x</sup>	2x56	20	32	3000	1500	750	0,96/-	0,86
333.20	2x56+28	20	32	3000	1500	750	0,96/-	0,86

<sup>x</sup>-регульовані насоси

## Характеристики моторів

Тип мотора	Об'єм робочої камери, см <sup>3</sup> /об	Тиск, МПа		Частота обертів, хв <sup>-1</sup>			ККД			Момент інерції оберткових мас, кгм <sup>2</sup>
		міні- маль- ний	максималь- ний	міні- маль- на	номі- наль- на	макси- мальна	об'єм- ний	гідрав- лічний/ меха- нічний	загаль- ний	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
210.12	11,6	16	32	-	2400	4400	0,955	0,95	0,905	0,046
210.16	28,1	16	32	-	1920	3500	0,96	0,95	0,909	0,183
210.20	54,8	16	32	-	1500	2850	0,965	0,95	0,913	0,572
210.25	107	16	32	-	1200	2200	0,97	0,95	0,917	1,785
210.32	225	16	32	-	960	1760	0,975	0,95	0,92	5,569
MP-450	451	25	25	1,5	130	400	-	-0,89	0,84	0,013
MP-700	707	25	25	1	120	340	-	-0,89	0,85	0,028
MP-1100	1126	25	25	1	100	280	-	-0,9	0,85	0,051
MP-1800	1809	25	25	1	80	220	-	-0,9	0,85	0,112
MP-2800	2780	25	25	1	60	170	-	-0,9	0,85	0,173
MP-4500	4503	25	25	1	40	120	-	-0,9	0,85	0,407
MP-7000	6995	25	25	1	30	80	-	-0,9	0,85	0,815
Г16-12	18	-	6,3	400	1000	2400	0,73	0,64	0,47	-
Г16-12	36	-	6,3	300	1000	2220	0,75	0,66	0,5	-



## Продовження дод. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Г16-14	71	-	6,3	300	1000	1800	0,8	0,69	0,55	-
Г16-15А	100	-	6,3	300	1000	1800	0,85	0,7	0,6	-
Г16-15	140	-	6,3	300	1000	1500	0,88	0,72	0,64	-
Г16-16А	200	-	6,3	300	1000	1500	0,9	0,78	0,7	-
МРФ100/25М1	100	25	32	12	750	960	-	0,95	0,9	-
МРФ-160/ 25М1	160	25	32	10	480	600	-	0,95	0,9	-
МРФ250/ 25М1	250	25	32	8	480	600	-	0,95	0,9	-
МРФ400/ 25М1	400	25	32	5	300	450	-	0,95	0,9	-
МРФ630/ 25М1	630	25	32	5	300	378	-	0,92	0,87	-
МРФ1000/ 25М1	1000	25	32	5	240	378	-	0,92	0,87	-
310.20	56	20	32	5	1500	300	-	0,95	0,91	0,0057
310.25	112	20	32	37,8	1200	2400	-	0,95	0,91	0,0175
310.32	224	20	32	60	960	1920	-	0,95	0,91	0,0536
312.20 <sup>x</sup>	56	20	32	75	1500	3000	-	0,95	0,91	0,0057
312.25 <sup>x</sup>	112	20	32	60,8	1200	2400	-	0,95	0,91	0,0178
312.32 <sup>x</sup>	224	20	32	75	960	1920	-	0,95	0,91	0,0556

<sup>x</sup>-регульовані гідромотори

## Додаток 3

## Характеристики запобіжних клапанів типу У4790

Параметр	Тип клапана	
	У4790.14	У4790.15
Подача рідини, номінальна/мінімальна, дм <sup>3</sup> /хв	63/3,6	160/16
Номінальний тиск, МПа	10	16
Умовний прохід, мм	20	32
Втрати тиску для нормованої в'язкості і номінальної подачі, МПа	0,3	0,6
Маса, кг	4	12

## Додаток 4

## Характеристики запобіжних клапанів типу КПЕ

Параметр	Тип клапана					
	КПЕ-16	КПЕ-20	КПЕ-25	КПЕ-32	КПЕ-40	КПЕ-50
Подача рідини, номінальна/мінімальна, дм <sup>3</sup> /хв	40/8	63/8	100/12	160/12	250/20	400/32
Номінальний тиск, МПа	32					
Умовний прохід, мм	16	20	25	32	40	50
Сумарні втрати рідини по зазорах при номінальному тиску, см <sup>3</sup> /хв	6,7	6,7	10	10	13,3	16,7
Маса, кг	6,3	6,3	10,7	10,7	26	45

## Додаток 5

## Характеристики регуляторів потоку

Параметр	Тип регулятора потоку		
	ПГ55-22	ПГ55-24	ПГ55-25
Умовний прохід, мм	10	20	32
Номінальна подача рідини, дм <sup>3</sup> /хв	20	80	160
Тиск номінальний, МПа	20		
Втрати тиску, МПа	0,15		
Маса, кг	3,7	7,4	12

## Додаток 6

## Характеристики редуційних клапанів типу Г57-2

Тип клапана	Подача рідини, номінальна/мінімальна, дм <sup>3</sup> /хв	Тиск, номінальний/мінімальний, МПа	Умовний прохід, мм	Маса, кг
Г-57-22	16	20/0,8	10	2,4
АГ57-22	16	20/1,5	10	2,4
БГ57-22	16	20/2,5	10	2,4
Г57-23	32	20/0,8	16	4,4
АГ57-23	32	20/1,5	16	4,4
ГГ57-23	32	20/2,5	16	4,4
Г57-24	63	20/0,8	20	4,4
АГ57-24	63	20/1,5	20	4,4
БГ57-24	63	20/2,5	20	4,4
Г57-25	160	20/0,8	32	8
АГ57-25	160	20/1,5	32	8
БГ57-25	160	20/2,5	32	8

## Додаток 7

## Характеристики гідравлічних замків (односторонніх)

Параметр	Тип гідравлічних замків	
	У6410.35А	У4610.35А
Умовний прохід, мм	12	20
Подача рідини, номінальна, дм <sup>3</sup> /хв	50	100
Маса, кг	1,7	7

## Додаток 8

## Характеристики зворотних клапанів типу 61

Параметр	Тип клапана			
	61100	61200	61300	61400
Умовний прохід, мм	16	20	25	32
Подача, номінальна, дм <sup>3</sup> /хв	63	100	160	250
Маса, кг	0,52	0,92	1,83	2,31

## Додаток 9

## Втрати тиску у зворотних клапанах і гідрозамках

Тип пружини	Втрати тиску, МПа
Звичайна/підсилена	0,05/0,15
Значно підсилена	0,3

## Додаток 10

## Характеристики дроселів зі зворотним клапаном

Параметр	Тип клапана			
	62600	62700	62800	62900
Умовний прохід, мм	16	20	25	32
Подача, номінальна, дм <sup>3</sup> /хв	63	100	160	250
Тиск номінальний/максимальний, МПа	32/35	32/35	32/35	32/35
Маса, кг	1,1	1,1	3,2	4,1
Втрати тиску в дроселі при подачі рідини, МПа				
50 дм <sup>3</sup> /хв	0,09	0,05	0,013	0,01
100 дм <sup>3</sup> /хв	0,3	0,15	0,09	0,05
150 дм <sup>3</sup> /хв	0,7	0,3	0,18	0,1
200 дм <sup>3</sup> /хв	-	0,3	0,18	0,1
200 дм <sup>3</sup> /хв	-	0,6	0,3	0,2
250 дм <sup>3</sup> /хв	-	-	0,45	0,3
300 дм <sup>3</sup> /хв	-	-	0,6	0,4
350 дм <sup>3</sup> /хв	-	-	-	0,55

## Додаток 11

## Характеристики дроселів типу Г77-3

Тип дроселів	Подача, номінальна/мінімальна, дм <sup>3</sup> /хв	Тиск номінальний, МПа	Маса, кг
Г-77-31В	15/0,72	12,5	2
Г77-31Б	30/1,08	12,5	2
Г77-31А	50/1,62	12,5	2
Г-77-31	80/2,4	12,5	2
Г77-32А	120/2,4	12,5	2,5
Г77-32	180/2,4	12,5	2,5
Г77-33	350/2,4	12,5	2,5
Г77-34	700/2,4	12,5	2,5

## Характеристики гальмівних клапанів типу 63

Параметр	Тип клапана			
	63100	63200	63300	63400
Подача рідини, $\text{дм}^3/\text{хв}$ (л/хв)	160	160	320	320
Тиск номінальний/максимальний, МПа	1/20	2/35	1/20	2/35
Умовний прохід, мм	20	20	32	32
Маса, кг	12,5	16	21	28,5

## Моноблочні розподільники на тиск 32 МПа

Параметр	Умовний прохід, мм			
	16	20	32	40
Тиск номінальний/максимальний, МПа	32/40	32/40	32/40	32/40
Тиск у зливній гідролінії, МПа	3	3	3	3
Подача рідини, номінальна/максимальна, $\text{дм}^3/\text{хв}$ (л/хв)	90/ 125	160/ 200	360/ 400	600/ 630
Втрати рідини по золотнику в нейтральному положенні, $\text{см}^3/\text{хв}$	80	100	130	-
Зусилля на рух золотника, Н	150	200	300	-
Хід золотника, мм	9±0,1	12±0,3	14±0,5	17±0,5
Кількість золотників	4	4	4	4
Маса корпусу, кг				
двозолотникового	20	32	63	-
тризолотникового	25	47	84	-
чотиризолотникового	30	62	100	-

## Типорозміри і виконання моноблочних розподільників

Спосіб управління для розподільників	Умовний прохід, мм			
	16	20	32	40
<b>Ручний, механічний привод</b>				
двозолотниковий	ГР216 ГМ216	ГР220 ГМ220	ГР232 ГМ232	-
тризолотниковий	ГР316 ГМ316	ГР320 ГМ320	ГР332 ГМ332	-
чотиризолотниковий	ГР416 ГМ416	ГР420 ГМ420	ГР432 ГМ432	-
<b>Гідравлічний привод</b>				
двозолотниковий	ГГ216	ГГ220	ГГ232	ГГ240
тризолотниковий	ГГ216	ГГ320	ГГ332	ГГ340
чотиризолотниковий	ГГ216	ГГ420	ГГ432	ГГ440
<b>Електрогідравлічний привод</b>				
двозолотниковий	ГЭ216	ГЭ220	ГЭ232	ГЭ240
тризолотниковий	ГЭ316	ГЭ320	ГЭ332	ГЭ340
чотиризолотниковий	ГЭ416	ГЭ420	ГЭ432	ГЭ440

## Втрати тиску в моноблочному розподільнику залежно від послідовності підключення до споживача

Номінальна подача рідини при її в'язкості $30 \pm 3$ мм <sup>2</sup> /с, дм <sup>3</sup> /хв	Втрати тиску в розподільнику для прямого/зворотного потоків робочої рідини при номінальній подачі для золотника послідовно розташованого за номером, МПа			
	№1	№2	№3	№4
100	0,1/0,5	0,2/0,4	0,3/0,3	0,4/0,3
200	0,3/0,7	0,5/0,7	0,7/0,6	1,1/0,5
300	0,7/1,2	1/1	1,4/0,9	2,2/0,8
400	1,2/1,7	1,6/1,6	2,3/1,5	3,6/1,4
500	1,7/2,6	2,4/2,4	3,5/2,3	5,3/2,1

Характеристики секційних розподільників типу Р  
на тиск 16 МПа

Параметр	Умовний прохід, мм		
	20	25	32
Тиск номінальний/максимальний, МПа	16/17	16/17	16/17
Тиск рідини допустимий у зливній гідролінії, МПа	0,8	0,8	0,8
Подача робочої рідини, номінальна/максимальна, дм <sup>3</sup> /хв (л/хв)	100/ 125	160/ 200	250/ 320
Внутрішні втрати рідини по золотнику в нейтральному положенні, см <sup>3</sup> /хв	50	75	100
Зусилля на переміщення золотника, Н	350	400	450
Максимальна кількість секцій в одному блоці розподільника	6	6	6
Час спрацювання запобіжного клапана прямої дії, с	2	2	2
Втрати тиску в розподільнику для прямого і зворотного потоків робочої рідини при номінальній подачі, дм <sup>3</sup> /хв, при в'язкості рідини, 30 ± 3 мм <sup>2</sup> /с, МПа	0,65	0,65	0,65
Маса секції розподільника середня, кг	6	11	17

Характеристики секційних розподільників типу РС  
на тиск 16 і 25 МПа

Параметр	Умовний прохід, мм			
	для тиску P=16 МПа			для тиску P=25 МПа
	20	25	32	32
Тиск номінальний/ максимальний, МПа	16/25	16/25	16/25	16/25
Тиск рідини допустимий у зливній гідролінії, МПа	1,5	1,5	1,5	0,8
Подача робочої рідини, номінальна/максимальна, л/хв (дм <sup>3</sup> /хв)	100/ 125	160/ 200	250/ 320	320/ 400
Внутрішні втрати рідини по золотнику в нейтральному положенні, см <sup>3</sup> /хв	75	100	150	150
Зусилля на переміщення золотника, Н	294	343	392	350
Максимальна кількість секцій в одному блоці гідророзпо- дільника	10	8	8	5/7
Час спрацювання запобіжного клапана прямої дії, с	2	2	2	-
Втрати тиску в розподільнику для прямого и зворотного потоків робочої рідини при номінальній подачі, дм <sup>3</sup> /хв, при в'язкості рідини 30±3 мм <sup>2</sup> /с, МПа	0,7	0,7	0,7	0,8
Маса секції розподільника середня, кг	-	-	-	27,4/27,3



## Характеристики фільтрів

Параметр	Позначення фільтра								
	1.1. 25- 25	1.1. 25- 10	1.1. 32- 10	1.1. 32- 40	1.1. 40- 10	1.1. 40- 25	1.1. 40- 40	1.1. 50- 25	1.1. 63- 40
Умовний прохід, мм	20	20	25	25	10	25	32	40	50
Номінальна подача рідини, дм <sup>3</sup> /хв	63	63	100	100	160	160	200	250	400
Тиск номінальний, МПа	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
Ресурс роботи, год	200	200	200	300	200	300	500	400	500
Втрати тиску, МПа	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Тонкість фільтрації, мкм	25	10	25	40	10	25	40	25	40

Величина загального коефіцієнта корисної дії (ККД)  
енергосилових елементів стрілового крана

Енергосиловий елемент	Діапазон зміни ККД
Первинний двигун:	
– бензиновий	0,22...0,28 max (0,35)
– дизельний	0,28...0,37 max (0,45)
Роздавальна коробка	0,9...0,95
Гідросистема крана	0,65...0,75
Насоси (гідромотори, обертові)	див. дод. Д1 і Д2
Відкрита зубчаста передача	0,95...0,98
Шарнірні з'єднання крана	0,92...0,95
Гідроциліндри	0,9...0,97
Редуктор циліндричний	0,95...0,98
Редуктор планетарний	0,85...0,9
Один блок поліспасти, барабан	0,95...0,98
Опорно-поворотне коло	0,94...0,97

## Характеристики опорно-поворотного кола (кулькового)

Параметр	Номер поворотного кола							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Найбільше вертикальне навантаження, кН	60	120	200	320	450	800	1200	2000
Момент перекидання, кНм	47,5	58	174	380	730	1330	2270	3900
Горизонтальне навантаження, кН	-	-	-	-	-	-	-	-
Діаметр опорно-поворотного кола по доріжці кочення, мм	915	1100	1295	1460	1725	2065	2450	2910
Ширина кола, мм	75	90	105	125	157	180	230	300
Модуль зубців вінця, мм	8	10	12	14	18	20	24	30
Кількість зубців вінця	97	95	94	90	84	90	89	84
Ширина зубців вінця, мм	55	70	80	95	125	140	170	215
Маса, кг	80	150	200	350	600	900	1400	2500

## ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

### **Алгоритм**

- послідовність розв'язання задачі 61

### **Анемометр 157**

### **Апарат**

- гідравлічний 30, 61
- електричний 64, 89, 157

### **Аутригер 141**

### **Барабан**

- гладкий 98
- нарізний 97

### **Вантаж**

- загальна маса 25
- пробний 158

### **Випробування**

- динамічні 159
- статичні 158

### **Гальмо 112, 117**

### **Гідромотор**

- ККД гідромеханічний, об'ємний, загальний 163
- частота обертів вала 103
- об'єм робочої камери 103
- момент крутний 101
- потужність 99

### **Гідророзподільник**

- моноблочний 170
- двопозиційний 170
- трипозиційний 170
- чотирьопозиційний 170
- втрати тиску 171
- втрати робочої рідини 171

### **Гідросистема**

- загальний ККД 83, 101
- потужність корисна 85
- потужність загальна 85

## **Гідроциліндр**

- двосторонньої дії 52, 53, 54
- діаметр поршня, штока 53
- телескопічний 137
- швидкість руху штока 72
- ККД 173
- потужність 84
- хід штока 54

## **Двигун**

- дизельний 9
- гідравлічний 8, 10
- паровий 8
- електричний 9

## **Канат**

- конструкція 95
- розривне зусилля 94, 95
- характеристика 25

## **Клапан**

- запобіжний 167
- зворотний 168
- редукційний 168

## **Коефіцієнт**

- вітрового аеродинамічного опору 47
- тертя 123
- рівня використання потужності 61

## **Коефіцієнт корисної дії**

- барабана 93, 173
- гідромотора 94, 165
- гідроциліндра 173
- загальний гідропривода 83
- насоса 94, 170
- блока поліспасти 173
- редуктора 94, 173
- роздавальної коробки 94, 173

## **Кран самохідний**

- автомобільний 14, 15, 16, 25, 26, 27
- будова 28
- залізничний 19, 25, 26, 27

- короткобазовий 17, 18, 23, 26, 27
- на спеціальному шасі 17, 18, 25, 26, 27

### **Механізм**

- зміни вильоту стріли 59
- обертання поворотної платформи 116
- переміщення 10, 30
- підймання вантажу 88
- телескопування стріли 137
- управління ауттригерами 140

### **Навантаження**

- вітрове 47, 151
- інерційне 112, 113, 134
- силове 42, 43, 44, 45, 46, 47

### **Насос**

- об'єм робочої камери 71, 164
- подача 72, 102
- потужність 70, 85
- регульований (нерегульований) 164
- ККД гідромеханічний, об'ємний, загальний 164
- тиск 30, 59, 164
- частота обертання вала 164

### **Поліспаст**

- прямої дії 28, 94
- передаточне число 27, 30

### **Потужність**

- гідравлічна 85
- механічна 30, 85

### **Прилад**

- щоденного контролю несправності 157
- контролю величини крену крана 157
- контролю про наближення стріли до лінії електропередачі 157
- обмеження вантажопідйомності крана 156
- обмеження впливу вітру на роботу крана (анемометр) 157
- обмеження висоти підймання гакової підвіски 156
- обмеження глибини опускання гакової підвіски 157
- обмеження кута нахилу стріли 157

## **Редуктор**

- планетарний 89, 117
- циліндричний 89
- передаточне число 100, 101, 102, 103
- потужність редуктора 99
- ККД редуктора 94, 173
- частота обертання 102

## **Резервуар**

- місткість 76, 77

## **Рідина**

- в'язкість 59, 104
- тиск 30, 59, 104
- густина 59, 104
- режим течії ламінарний, турбулентний 77, 105, 106

## **САПР 161, 162**

## **Система**

- гідравлічна 68
- технічна 22

## **Стійкість крана**

- вантажна 32, 149
- власна 152

## **Тиск**

- номінальний (максимальний) 110, 164
- робочий 30, 59
- зливу 83, 110

## **Трубопроводи**

- гнучкий 59, 139
- жорсткий 59
- дренажний 156
- втрати тиску 83, 110
- режим течії рідини 77, 105, 106
- керувальні 156

