

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки
об'ємних гідроприводів БДМ»

Конспект лекцій (лекції 1 – 4).

Затверджено радою
механічного факультету,
протокол № від 2023 р.

Харків - 2023

Навчальна дисципліна «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» відноситься до третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти РНД.

Метою вивчення дисципліни РНД «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» є розвинення дослідницького досвіду в області теорії і методології динаміки об'ємних гідроприводів (ОГП) будівельно-дорожніх машин (БДМ), зокрема їх робочих органів та механізмів пересування і рульового керування, продукування нових теоретичних знань щодо сучасних методів вивчення динамічних процесів, концепцій динамічного аналізу ОГП, практичні навички та вміння застосовувати основні методи та підходи динаміки машин для розкриття особливостей формування динамічного навантаження БДМ та пошуку джерел підвищення показників ефективності машин на підставі аналізу динамічних процесів, які виникають при експлуатації.

Предметом дисципліни є теоретичні основи моделювання, розрахунку і аналізу динамічних процесів в ОГП БДМ на сучасному етапі.

До складу методичних вказівок входять 4 лекції (1 – 4).

Укладач - Аврунін Григорій Аврамович , к.т.н., доцент
74 с.

Лекція 1. Вступ. Види навантажень в ОГП БДМ. Вплив динамічних навантажень на надійність ОГП БДМ

План лекції:

1. Види навантажень в ОГП;
2. Вплив динамічних навантажень на надійність ОГП;
3. Гідравлічні принципи схеми ОГП та цикли навантаження для моделювання динамічних процесів;
4. Математична модель ОГП з гідромотором;
5. Використання пакету VisSim для розрахування динаміки ОГП;
6. Імітаційне моделювання динаміки ОГП, аналіз результатів розрахунків.

Об'ємний гідропривод (ОГП) знайшов широке поширення в різних областях, забезпечуючи функціонування робочих органів при широкій варіативності зовнішніх навантажень, у тому числі динамічних. При аналізі режимів роботи гідрофікованих машин важливе значення має оцінка навантажень з боку робочих органів на виконавчі гідромеханізми – гідромотори.

В одній з перших фундаментальних робіт, присвячених динаміці ОГП, наведено класифікацію діючих навантажень:

1. Момент опору різання, що виявляється при руйнуванні матеріалу різними способами обробки;
2. Момент опору при подоланні сили тяжіння під час підйому вантажу чи переміщенні неврівноважених мас;
3. Момент опору при переміщенні навантаженого об'єкта, що приводиться в рух, залежить від властивостей навколишнього середовища та видів тертя;
4. Моменти опору, викликані факторами, що обурюють, навколишнього середовища (наприклад, від вітру);
5. Шарнірні моменти опору, пропорційні переміщенню, що виникають, наприклад, при кермовому управлінні об'єктом;
6. Момент опору зі статичною характеристикою, що з'являється при невизначеному поведінці навантаження, наприклад, у каменедробилці;
7. Момент опору в передавальному механізмі від сил тертя, що враховується іноді відповідними ККД цієї передачі;
8. Динамічний момент опору, що виявляється при зміні швидкості об'єкта, що приводиться в рух, в періоди розгону і гальмування.

Навантаження можна розділити на два основні види: тривалий, постійний за величиною момент опору і короткочасний циклічно-повторюваний момент опору або з періодом циклу, що змінюється.

Для підйомно-транспортних машин розглядають три розрахункові випадки дії навантажень:

1. Нормальне навантаження з номінальною вагою вантажу;

2. Максимальне робоче навантаження, що враховує динамічні навантаження при пуску вантажу, що піднімається, різкому гальмуванні або відключенні приводного двигуна;

3. Неробочий стан машини, встановленої на відкритому повітрі.

У цій же роботі вказується про створення сприятливих умов при пуску та гальмуванні вантажопідйомних механізмів з ОГП шляхом запуску насоса при нульовій подачі робочої рідини (РР).

У гірських машинах розрізняють три види регулювання робочого процесу при використанні в ОГП гідромоторів:

1. При постійній потужності $P_M = const$;

2. При постійному моменті $M_M = const$;

3. При інших функціональних залежностях крутного моменту від частоти обертання гідромотора.

Регулювання при постійній потужності доцільно для вуглевидобувних комбайнів, стругів та колісного транспорту. Регулювання при постійному моменті застосовується в приводі рудничних підйомних машин, лебідок і стрічкових конвеєрів. При цьому навантаження мають в основному носити стохастичний характер і є випадковою функцією переміщення або швидкості. Тому при розрахунку гірських машин на міцність і довговічність враховують ймовірні характеристики навантаження.

При моделюванні навантажень зустрічаються ступінчасті, експонентні та гармонічні впливи різної амплітуди та частоти. У той же час для ОГП як пристрою та об'єкту машинного регулювання швидкості важлива оцінка дій навантажень з точки зору алгоритму підключення функцій розгону та впливу крутного моменту. Наприклад, для сучасних насосів з регульованим робочим об'ємом характерний досить комфортний запуск при нульовому значенні робочого об'єму або за відсутності тиску в ОГП, для гідромоторів менш інтенсивним по динамічній навантаженості є розгін до заданої частоти обертання в режимі холостого ходу, а потім навантаження.

Тому на практиці при експлуатації механізмів та машин з ОГП зустрічаються два основні режими роботи:

1. З можливістю поділу операцій приводів;

2. Обов'язкового поєднання операцій.

Перший режим характерний для верстатів, бурових установок, машин для фрезерування дорожнього полотна і обертання шнеків змішувальних барабанів, тобто машин, у яких має місце можливий і очевидний поділ операцій приводів головного руху робочого органу та його подачі на оброблюваний об'єкт. Наприклад, у буровій установці спочатку слід розгін гідромотора робочого органу (бура), а потім його подача на оброблюваний пласт.

Режим суміщення операцій характерний для транспортних і вантажопідіймальних машин, в яких обов'язковим елементом є гальмівний пристрій утримання об'єкту, що наводиться, у тому числі нормально-замкненого типу, що забезпечує безпеку роботи машин. Наприклад, у складі вантажної лебідки

підйомного крана обов'язковим елементом є гальмо нормально-замкненого типу, розгальмовування якого можливе тільки після отримання відповідного сигналу. Якщо лебідка забезпечена ОГП обертання барабана, то початок обертання останнього можливий тільки після подачі тиску РР до гідроциліндра розгальмовування валу. Завершення операцій «підйом-опускання» шляхом припинення подачі насоса повинно супроводжуватися скиданням тиску в гідроциліндрі гальма для подальшої фіксації валу приводного барабану лебідки.

У практиці експлуатації ОГП різноманітного призначення досить прикладів відмов гідромашин при екстремальних режимах навантаження. Так, в радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії МРФ-400/25 був виявлений вихід з ладу корінних радіальноупорних підшипників ексцентрикового вала при експлуатаційному напруженні у складі термопластавтоматів до 100 годин при ресурсі в 3000 годин. Причиною відмови стали коливання тиску з закидами більше 40 МПа в поршневих камерах через недосконалість фаз розподілу в золотниковому, індивідуальному для кожного поршня, розподільному вузлі. Після переходу на цапфовий розподільний вузол ці явища були усунені.

Підтвердженням можливості відмови гідромотора через підвищений тиск є формула для розрахунку довговічності гідромашин

$$T = T_{\text{ном}} \left(\frac{p_{\text{ном}}}{p} \right)^{0,3} \left(\frac{n_{\text{ном}}}{n} \right), \text{ ч,}$$

де $T_{\text{ном}}$, $p_{\text{ном}}$ і $n_{\text{ном}}$ – номінальні значення довговічності, тиску і частоти обертання гідромашини, відповідно,

p і n – експлуатаційні (робочі) значення тиску і частоти обертання,

яка показує, що робочий тиск p і частота обертання n знаходяться в знаменнику і його зростання негативно позначається на довговічності підшипників.

На рис. 1 і 2 представлені гідравлічні принципові схеми ОГП з роздільними та суміщеними режимами роботи і відповідні циклограми. Загальними гідропристроями на схемах є насос Н11 з регульованим робочим об'ємом і насос Н12 з нерегульованим робочим об'ємом, клапани запобіжні КП1 і КП2, зливний фільтр Ф і оливаохолоджувач АТ.

Для ОГП з поділом операцій (рис. 1) гідромотор М робочого органу розвиває необхідну частоту обертання шляхом подачі РР від насоса Н11 і гідророзподільника Р1. Для поділу циклів обертання гідромотора і його подачі до об'єкта, що обробляється, додатково встановлені гідроциліндр Ц подачі і гідророзподільник Р2. Гідророзподільники Р1 і Р2 з електромагнітним управлінням забезпечують реверсування обертання гідромотора та його переміщення (подачу та відведення від об'єкта). Гідророзподільник Р1 забезпечений електромагнітами У1 і У2 дискретної дії, на гідророзподільнику Р2 встановлені пропорційні електромагніти У3 і У4, які дозволяють переміщувати

золотник в будь-яку проміжну позицію, забезпечуючи дроселювання РР і регулювання швидкості переміщення гідромотора М.

Електронний блок управління та відповідні датчики положення та частоти обертання забезпечують заданий алгоритм роботи ОГП (на схемі не наведено). На рис. 1 показано також, що спочатку відбувається збільшення подачі насоса Q_H і розгін гідромотора М до заданої частоти обертання n_M , а потім привід подачі за допомогою гідроциліндра Ц переміщає гідромотор М з робочим органом (свердлом верстата, буром, дорожньою фрезою), забезпечуючи силовий контакт інструменту з оброблюваним тілом (середовищем) і відповідне зростання крутного моменту M_M гідромотора. Для завершення технологічної операції спочатку відводять інструмент від тіла за допомогою гідророзподільника Р2, а потім знижують частоту обертання гідромотора М до мінімального значення. Часові інтервали Δt_1 і Δt_2 показують час запізнення між розгоном гідромотора та початком подачі інструменту, і початком відведення інструменту та припиненням подачі насоса для зупинки гідромотора.

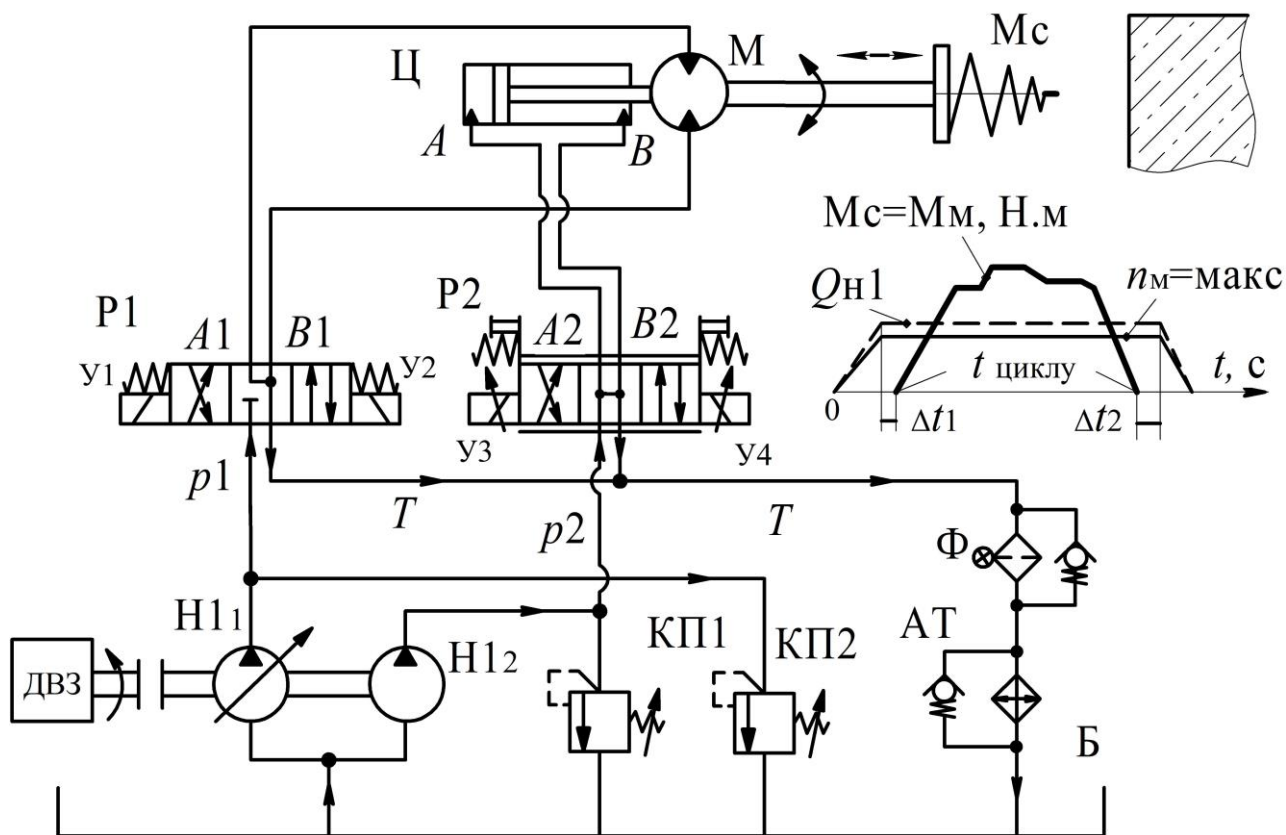


Рис. 1. ОГП приводів обертання та подачі бурової установки або свердлильного верстата

У ОГП лебідки (рис. 2) гідромотор М приводить у обертання барабан з вантажем масою m . Гальмо нормально-замкненого типу складається з гідроциліндра Цт із пружинним впливом на шток гальма. Тиск управління $p_y = p_1$ (розгальмовування) підводиться в штокову порожнину гідроциліндра Цт від

однієї з магістралей ОГП *A* або *B* за допомогою клапана тиску *КДа* типу «або».

Насос *H12* забезпечує живлення *p2* гідророзподільника непрямої дії *P* з електрогідравлічним пілотним управлінням (комунікації з золотниковими камерами управління умовно не показані).

Гальмівний клапан *КТ* забезпечує рівномірне плавне опускання вантажу за рахунок дроселювання потоку *PP*. Вбудований в *КТ* зворотний клапан *КО* забезпечує вільний прохід *PP* на режимі підйому вантажу. В ОГП встановлені запобіжні клапани *КП1* і *КП2* для насосів і *КП3* та *КП4* для зниження закидання тиску в магістралях *A* або *B* при перемиканні позицій золотника гідророзподільника *P*.

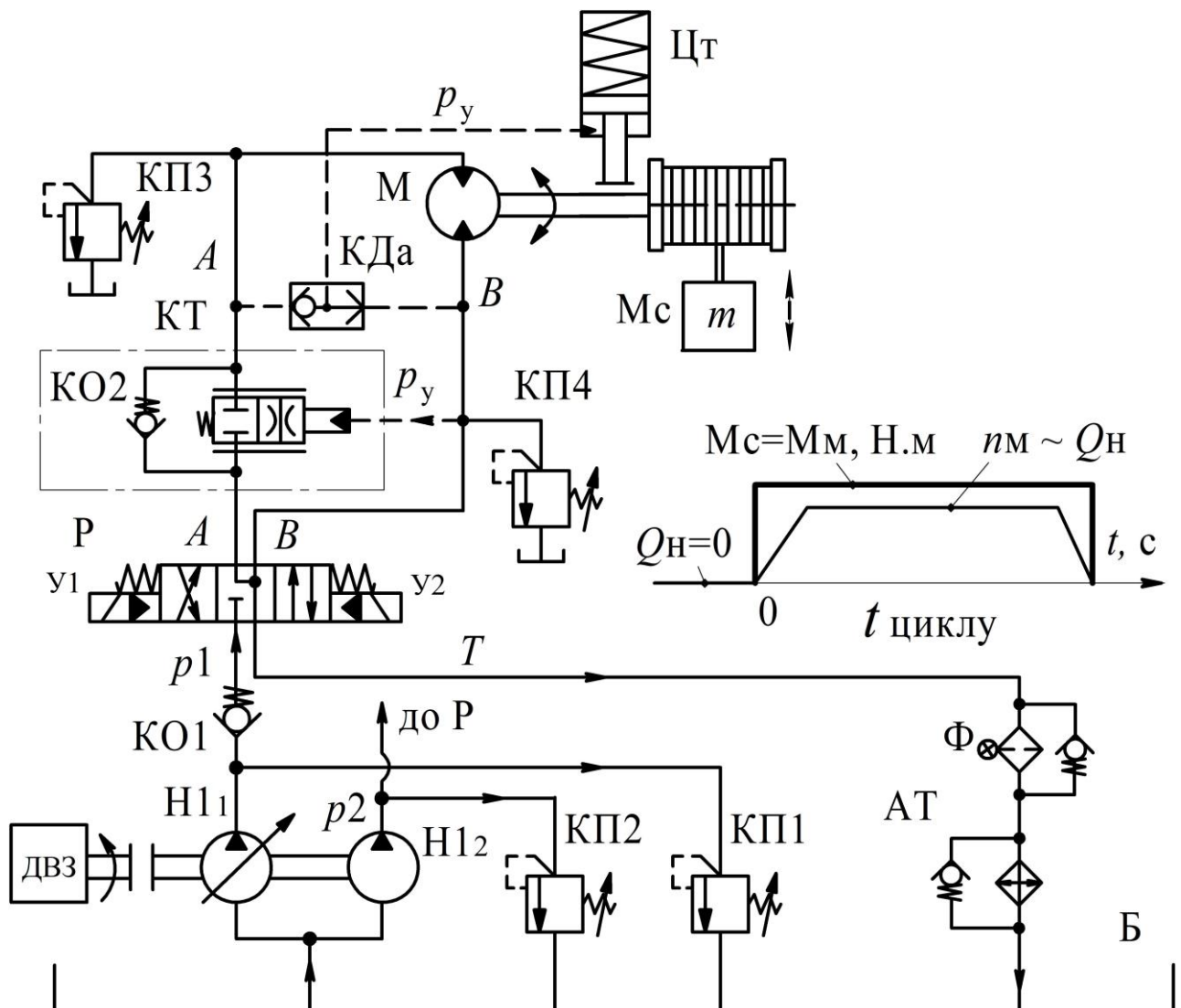


Рис. 2. ОГП вантажопідійомної лебідки з гальмом нормально-замкненого типу

На рис. 3 представлена циклограма роботи колісного ОГП трактора при оранці – зміна подачі насоса, частоти обертання гідромотора та моменту опору зовнішнього навантаження:

- 1 – насос ОГП працює в режимі холостого ходу (похилий диск знаходиться в нейтральному положенні);
- 2 – зрушування трактора з місця (стрибок крутного моменту опору до $M_c = 100$ Н.м);
- 3 – набір швидкості трактора;
- 4 – плуг трактора за лінійним законом опускають у ґрунт до крутного моменту $M_c = 400$ Н.м;
- 5 – робота трактора на оранці з повним навантаженням на плуг при крутному моменті $M_c = 400$ Н.м;
- 6 – плуг піднімають із ґрунту за лінійним законом;
- 7 – зниження швидкості трактора;
- 8 – зменшення подачі насоса призводить до повної зупинки трактора.

Затримка в часі Δt_1 після початку подачі РР насосом і появою опору зрушування з місця обумовлена компенсацією витоків і затримкою появи достатнього для зрушування тиску, а затримка Δt_2 тим, що трактор зупиняється раніше, ніж припинена подача РР насосом.

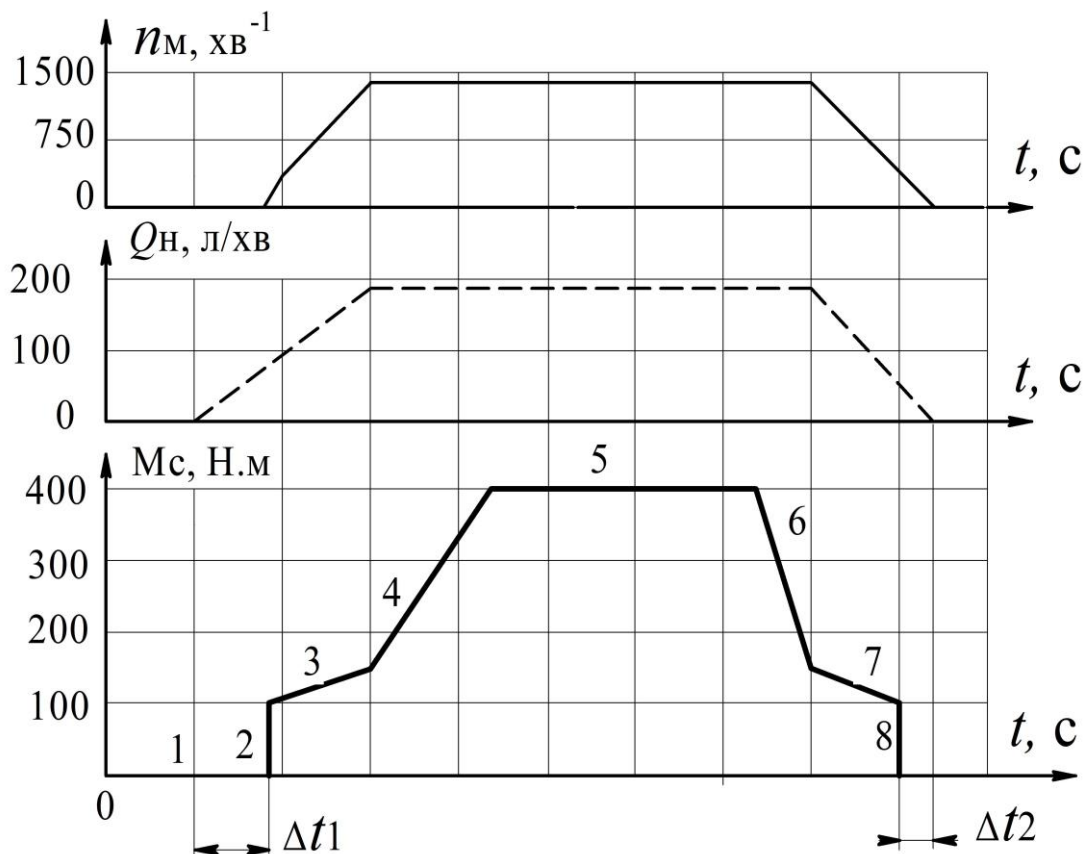


Рис. 3. Циклограма роботи ОГП трактора під час оранки

На рис. 4 приведені циклограми роботи ОГП при роздільній (а) та поєднаній за часом (б) дії навантаження на гідромотор

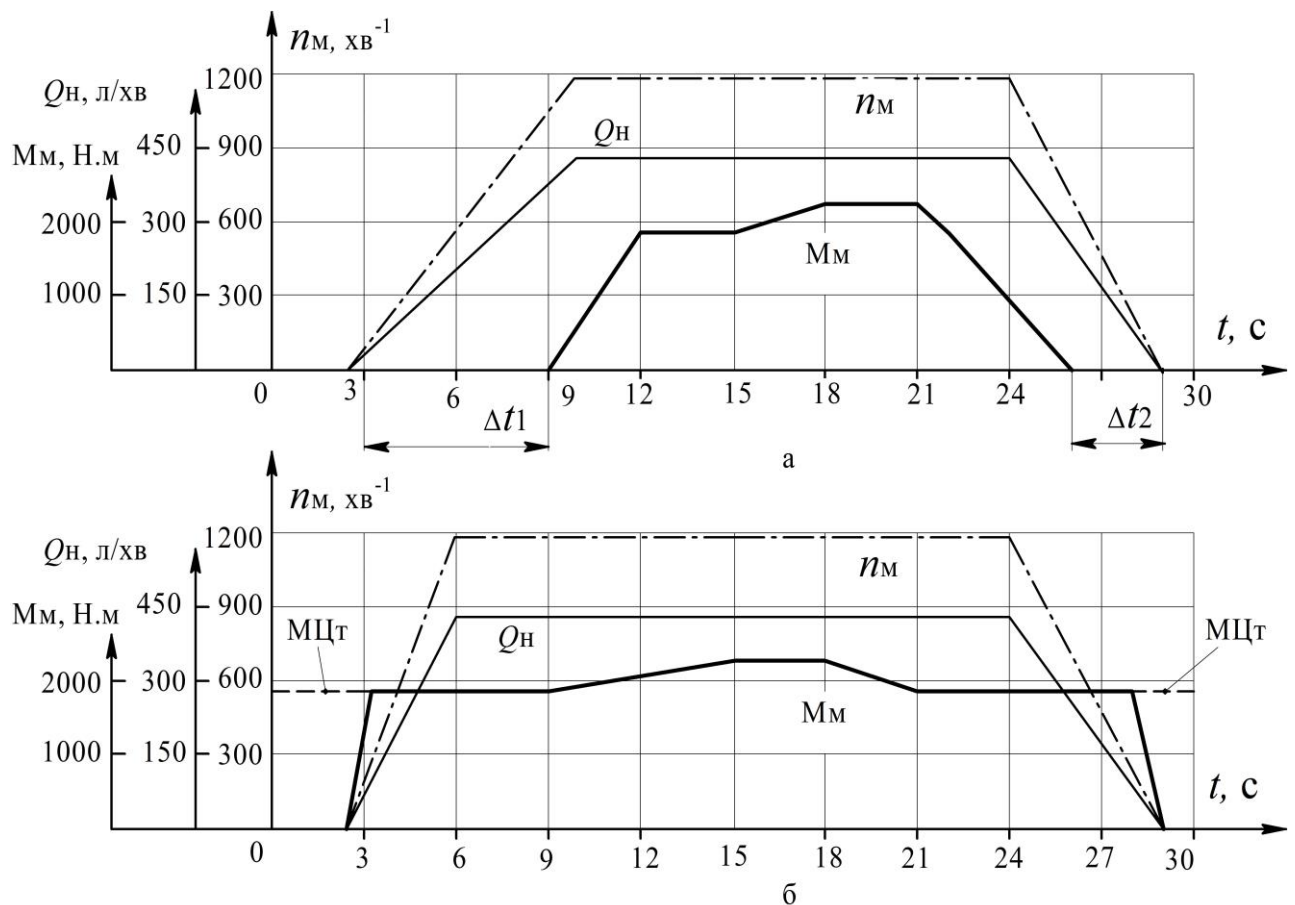


Рис. 4. Циклограми роботи ОГП при роздільній (а) та поєднаній за часом (б) дії навантаження на гідромотор

У математичній моделі ОГП робляться такі припущення:

- крутний момент опору робочого органу, що приводить гідромотор ОГП, приймається постійним;
- хвильові процеси в трубопроводах не враховуються у зв'язку з їх незначною протяжністю (насос та гідромотор повідомлені рукавами високого тиску);
- тиск на виході гідромотора (на злив) дорівнює тиску, що розвивається насосом підживлення, і приймається постійним.

Змінними параметрами в ОГП можуть бути:

- стисливість РР (модуль об'ємної пружності);
- об'ємний ККД гідромотора та коефіцієнт подачі насоса;
- гідромеханічний ККД гідромотора;
- момент інерції гідромотора та приєднаних до нього мас навантажувального пристрою (гальмівної установки);
- об'єм РР, що знаходиться в сполучному трубопроводі між насосом і гідромотором (цей параметр може бути змінним тільки на етапі вибору конструктором внутрішнього діаметра трубопроводу за результатами статичного розрахунку втрат тиску).

Подача насоса з урахуванням залежності її складових від часу t визначається з виразу (позначення приймаємо з роботи

$$q_{н1}(t) = q_{нг}(t) - q_{нп}(t) - q_{нд}(t), \quad (1)$$

де $q_{нг} = W_n \omega_n$ – геометрична подача насоса без урахування витоків РР, а параметр t для спрощення запису для даного та наступного виразів опускаємо,

$$W_n = \frac{V_{рн}}{2\pi} \text{ – характерний об'єм насоса з робочим об'ємом } V_{рн}, \text{ см}^3/\text{рад},$$

$$V_{рн} = 2\pi \cdot W_n, \text{ см}^3, \quad (2)$$

$$\omega_n = \frac{2\pi \cdot n_m}{60} \text{ – кутова швидкість насоса, рад/с},$$

$$n_m = \frac{30\omega_n}{\pi} \text{ – частота обертання насоса, хв}^{-1},$$

$q_{нп} = q_{нпу} + q_{нпп}$ – виток РР у насосі, які включають зовнішні виток $q_{нпу}$ (з внутрішніх порожнин) і внутрішні $q_{нпп}$ (витік між внутрішніми порожнинами, які часто називають «перетоками»), і визначаються за формулою

$$q_{нп} = q_{нпу} + q_{нпп} = C_{нпу}(p_n + p_{зл}) + C_{нпп}(p_n - p_{зл}), \quad (3)$$

де $C_{нпу}$ и $C_{нпп}$ – коефіцієнти витоків та перетоків у насосі, що визначаються як відношення витоків та перетоків до одиниці тиску, $\text{см}^3/\text{с} \cdot \text{МПа}$,

p_n і $p_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання та зливу (підживлення), відповідно, МПа,

$q_{нд} = \frac{V_{н1}}{E} \frac{dp_n}{dt}$ – деформаційна витрата РР, спричинена її стисливістю, $\text{см}^3/\text{с}$,

$V_{н1}$ – об'єм РР у нагнітальній порожнині насоса (трубопровід між насосом і гідромотором і «мертвих» об'ємах останніх), см^3 ,

Витрата гідромотора визначають виразом

$$q_{м1} = q_{мг} + q_{мп}, \quad (4)$$

де $q_{мг} = W_m \omega_m$ – теоретична витрата, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$\omega_m = \frac{2\pi \cdot n_m}{60} \text{ – кутова швидкість гідромотора, рад/с},$$

$$n_m = \frac{30\omega_m}{\pi} \text{ – частота обертання гідромотора, хв}^{-1},$$

а зовнішні та внутрішні виток (перетоки) гідромотора за аналогією із записом витоків для насоса мають такий вираз

$$q_{мп} = q_{мпу} + q_{мпп} = C_{мпу}(p_{н} + p_{зл}) + C_{мпп}(p_{н} - p_{зл}), \quad (5)$$

$C_{мпу}$ і $C_{мпп}$ – коефіцієнти витоків та перетоків у гідромоторі, що визначаються як відношення витоків та перетоків до одиниці тиску, $\text{см}^3/\text{с}\cdot\text{МПа}$,

$$W_{м} = \frac{V_{рм}}{2\pi} \text{ – характерний об'єм гідромотора, } \text{см}^3/\text{рад},$$

$V_{рм}$ – робочий об'єм гідромотора

$$V_{рм} = 2\pi \cdot W_{м}, \text{ см}^3, \quad (6)$$

Рівняння нерозривності враховується формулою

$$q_{н1} = q_{м1}. \quad (7)$$

і після перетворень отримаємо вираз для деформаційної витрати між насосом та гідромотором

$$\begin{aligned} q_{н1} &= q_{нг} - q_{нп} - q_{нд}; \quad q_{м1} = q_{мг} + q_{мп}; \quad q_{н1} = q_{м1}; \\ q_{нд} &= q_{нг} - q_{нп} - q_{н1} = q_{нг} - q_{нп} - q_{мг} - q_{мп}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для спрощення запису формул для розрахунку витоків РР в насосі та гідромоторі (3) і (5) приймаємо тиск на зливі (підживлення) рівним $p_{зл} \approx 0$ (в реальних конструкціях $p_{зл} = 1, 2 \dots 2, 4$ МПа, що несумірно нижче робочих тисків у сучасних ОГП $p_{н} = 25 \dots 40$ МПа)

$$\begin{aligned} q_{нп} &= q_{нпу} + q_{нпп} = C_{нпу}(p_{н} + p_{зл}) + C_{нпп}(p_{н} - p_{зл}) = \\ &= p_{н}(C_{нпу} + C_{нпп}) = p_{н}C_{н.уп}, \\ q_{мп} &= q_{мпу} + q_{мпп} = C_{мпу}(p_{н} + p_{зл}) + C_{мпп}(p_{н} - p_{зл}) = \\ &= p_{н}(C_{мпу} + C_{мпп}) = p_{н}C_{м.уп}. \end{aligned} \quad (9)$$

Після підстановки відповідних значень витрат і замінивши тиск нагнітання $p_{н}$ на перепад тисків $\Delta p_{н}$ отримаємо розрахункову формулу для обчислення тиску в лінії нагнітання

$$\frac{dp_H}{dt} \frac{V_{H1}}{E} = W_H \omega_H - p_H C_{H,уп} - W_M \omega_M - p_H \cdot C_{M,уп},$$

$$p_H = \int_0^t \frac{E}{V_{H1}} \cdot [W_H \omega_H - W_M \omega_M - \Delta p_H (C_{H,уп} + C_{M,уп})] dt. \quad (10)$$

Для розрахунку частоти обертання та характеру її зміни запишемо рівняння моментів гідромотора, роблячи припущення про рівність тиску на виході з насоса тиску на вході в гідромотор $p_H = p_M$, тобто. нехтуючи втратами по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором (які підлягають обов'язковому обліку при статичному розрахунку ККД ОГП)

$$M_M - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (11)$$

де $M_M = M_{MT} \cdot \eta_{MGM} = W_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{MGM}$ – крутний момент гідромотора,

$\Delta p_M = (p_H - p_{зл})$ – перепад тисків, МПа,

$M_{MT} = W_M \cdot \Delta p_M$ – теоретичний крутний момент, Н.м,

M_c – момент опору, Н.м,

$J_{\Sigma} = J_M + J_{пр} + J_T$ – сумарний момент інерції, наведений до валу гідромотора, Н.м.с²/рад²,

J_M – момент інерції обертових частин гідромотора, Н.м.с²/рад²,

$J_{пр}$ – момент інерції приводної частини (валу передачі обертання від гідромотора до гальма), Н.м.с²/рад²,

J_T – момент інерції гальма, Н.м.с²/рад²,

$\eta_{MGM} = \frac{M_M}{M_{MT}} = \frac{M_{MT} - \Delta M_M}{M_{MT}} = 1 - \frac{\Delta M_M}{M_{MT}}$ – гідромеханічний ККД гідромото-

ра,

ΔM_M – втрати на тертя в гідромоторі, які включають механічні внаслідок механічного тертя і гідродинамічні, що залежать від швидкості робочого середовища (втрати тиску на місцевих опорах і по довжині трубопроводів, і барботажні на перемішування РР в корпусі гідромотора).

Після низки перетворень

$$M_M - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}, M_M = M_{MT} \cdot \eta_{MGM} = W_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{MGM},$$

$$J_{\Sigma} = J_M + J_{пр} + J_T, W_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{MGM} - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (12)$$

отримаємо вираз для розрахунку частоти обертання гідромотора

$$W_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{MGM} - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_M}{dt},$$

$$\omega_M = \int_0^t \frac{1}{J_{\Sigma}} [W_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{MGM} - M_c] dt. \quad (13)$$

Для проведення аналізу зміни вихідних параметрів гідромотора при зниженні ККД у процесі експлуатації наведемо формули для розрахунку коефіцієнтів витоків через значення коефіцієнта подачі насоса та об'ємного ККД гідромотора з позначенням перепаду тисків $\Delta p_H = (p_H - p_{зп})$ та віднесенням цього перепаду до значень витоків

$$\eta_{HO} = \frac{q_H}{q_{HT}} = \frac{q_{HT} - \Delta q_{H.уп}}{q_{HT}} = 1 - \frac{\Delta q_{H.уп}}{q_{HT}},$$

$$\Delta q_{H.уп} = q_{HT} (1 - \eta_{HO}), \quad C_{H.уп} = \frac{\Delta q_{H.уп}}{\Delta p_H} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{HO})}{\Delta p_H}, \quad (14)$$

$$\eta_{MO} = \frac{q_M}{q_M + \Delta q_{M.уп}}; \quad \eta_{MO} \cdot q_M + \eta_{MO} \cdot \Delta q_{M.уп} = q_M;$$

$$\Delta q_{M.уп} = \frac{q_M (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO}}; \quad C_{M.уп} = \frac{q_M (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO} \cdot \Delta p_H}, \quad (15)$$

де η_{HO} і η_{MO} – коефіцієнт подачі та об'ємний ККД гідромотора, відповідно.

З метою спрощення розрахунку коефіцієнтів витоків робимо допущення $q_{HT} = q_M$ та отримуємо формули для подальшого аналізу

$$C_{H.уп} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{HO})}{\Delta p_H}; \quad C_{M.уп} = \frac{q_{HT} (1 - \eta_{MO})}{\eta_{MO} \cdot \Delta p_H}. \quad (16)$$

На рис. 5 і 6 наведені графічні залежності зміни подачі насоса Q_H , частоти обертання гідромотора n_M і його крутного моменту M_M , отримані за допомогою пакета VisSim. Введені в структурні схеми математичної моделі ОГП блоки запізнення операцій дозволяють розділити за часом і характером режими розгону та навантаження гідромотора.

При моделюванні роботи ОГП на плотери виводилися такі параметри:

Подача насоса Q_H та характер її збільшення та зниження;

Частота обертання гідромотора n_M ;

Крутний момент M_M , що розвивається гідромотором (приймається постійним);

Перепад тиску на гідромоторі (дельтарм);

Потужність, що розвивається гідромотором P_m ;
 Витоки РР у насосі $\Delta Q_{ут.н}$ та гідромоторі $\Delta Q_{ут.м}$.

На плотерах можна простежити за зонами роботи гідромотора залежно від призначених режимів при налаштуванні блоків.

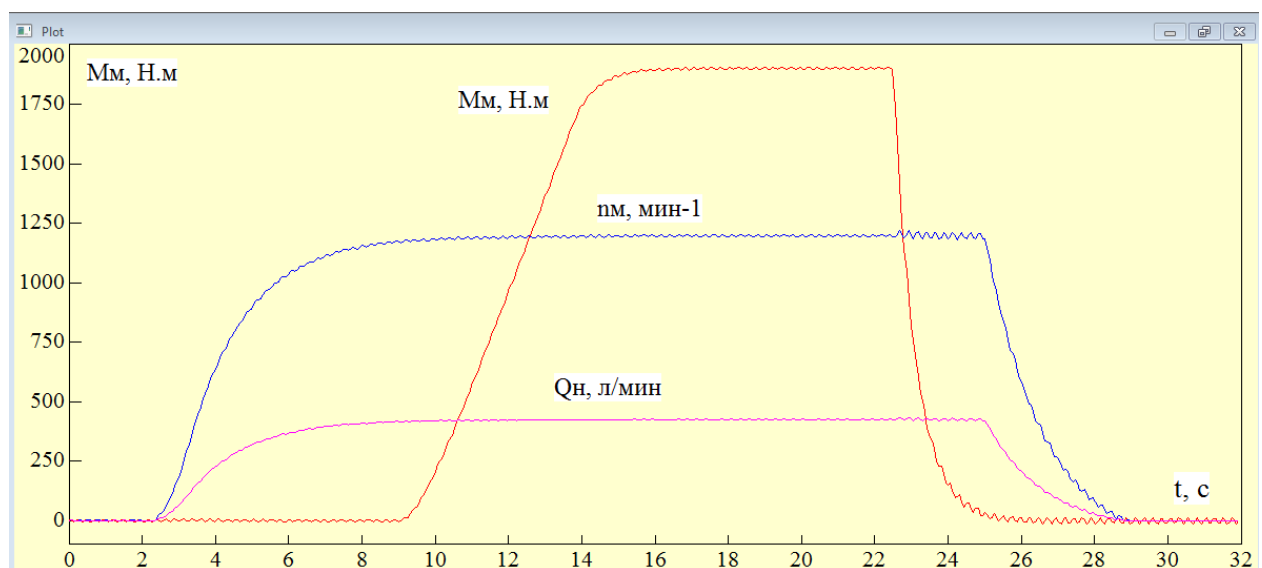
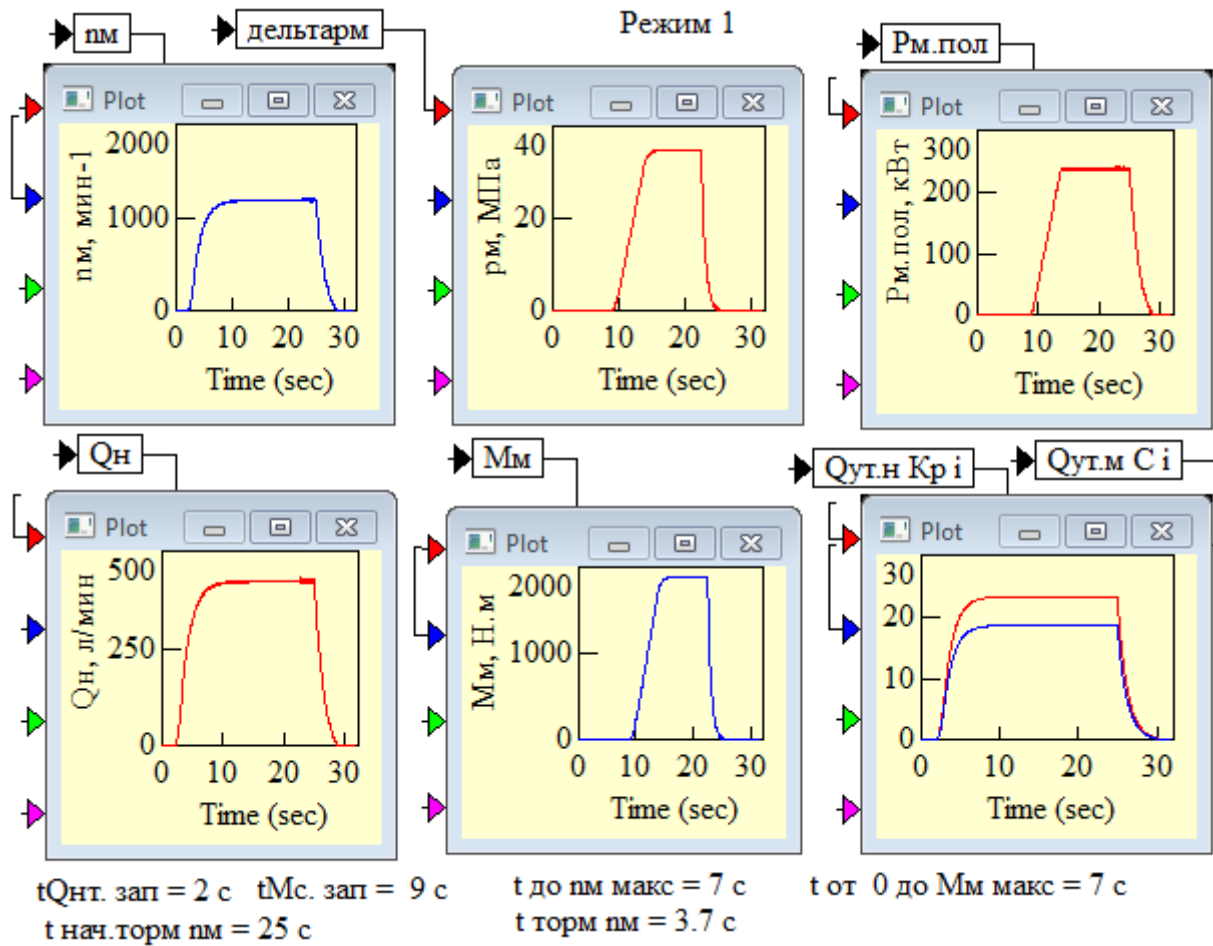


Рис. 5. Цикл роботи ОГП з можливістю поділу пускових режимів насоса та гідромотора (наприклад, бурової установки). На сполученому плоттері

зображені зверху вниз: Мм; пм; Qн; рм

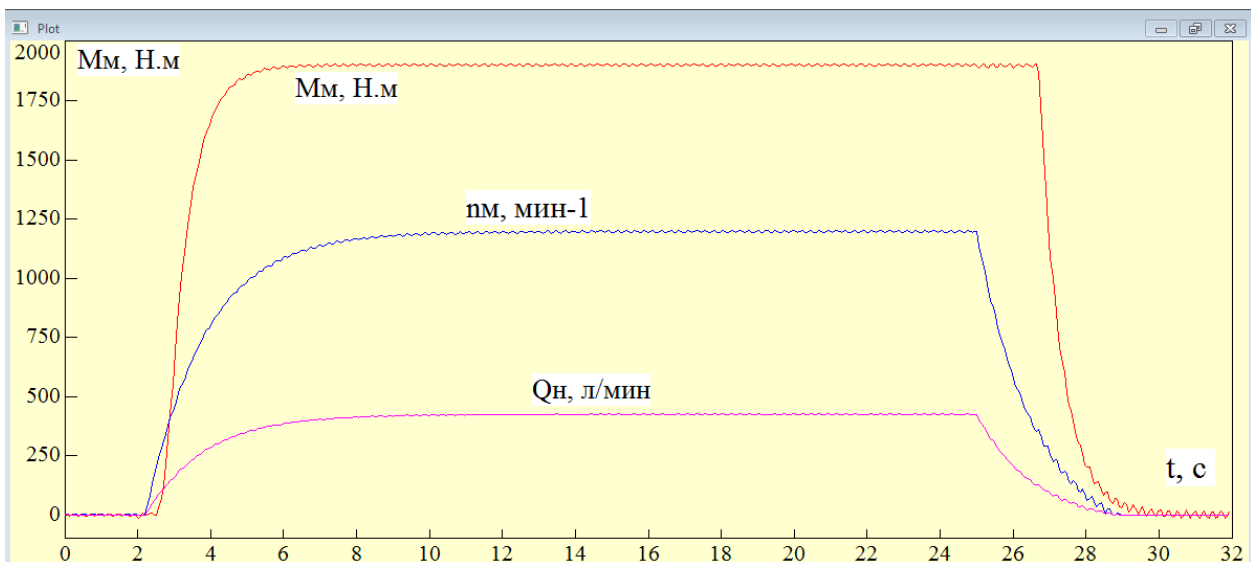
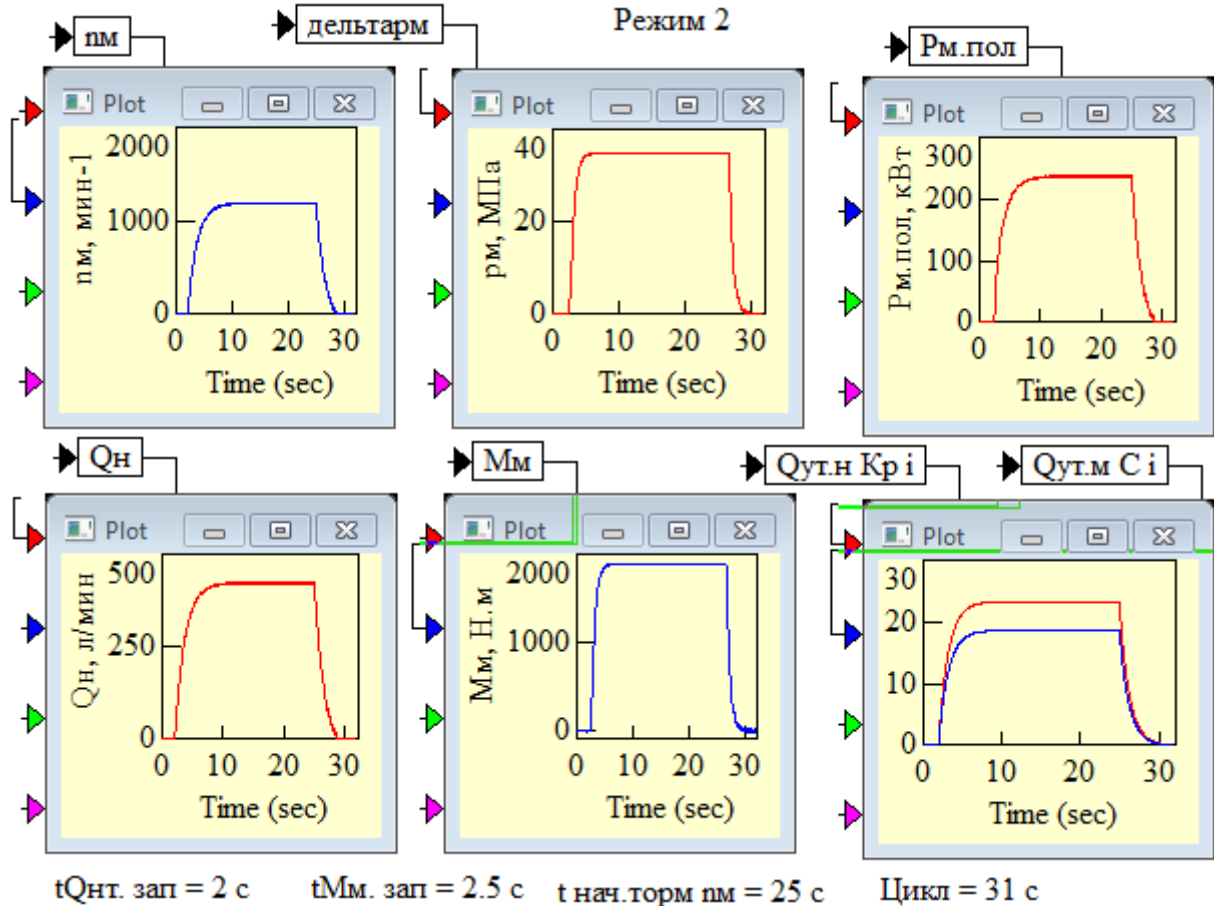


Рис. 6. Цикл роботи ОГП при постійному впливі навантаження (моменту опору M_c) на гідромотор (наприклад, лебідка або привід ходу транспортного засобу). На сполученому плоттері зображені зверху донизу: Мм; пм; Qн; рм

На рис. 7 і 8 наведені блоки VisSim, за допомогою яких отримані вищевказані циклограми роботи двох типів ОГП.

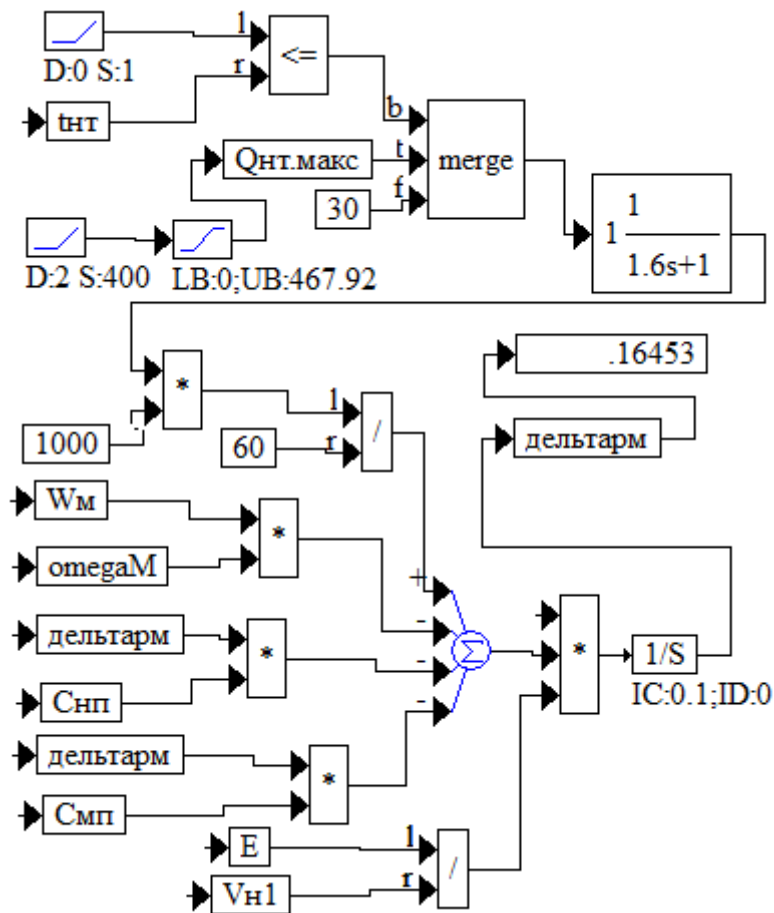


Рис. 7. Блок розрахунку перепаду тисків на гідромоторі "дельтарм" з функцією запізнення

Збільшення значення «tnt» у початкових умовах розрахунку ОГП призводить до збільшення загального часу циклу роботи ОГП від нульового (стартового) значення в осях координат плоттера до початку часу гальмування.

У вікні на вході «1-b merge» зростання значення D призводить до збільшення часу підтримки максимальної подачі насоса ОГП в кінці робочого циклу (час роботи насоса при нульовій подачі не враховується, як це відбувається зі зміною параметра tnt). При зменшенні D, включаючи негативні значення, час максимальної подачі скорочується. Цей параметр повинен узгоджуватися зі значенням D у вікні «1-b merge» блоку розрахунку частоти обертання (див. нижче) таким чином, щоб при нульовій подачі насоса не з'являвся тиск на гідромоторі.

У вікні «30» до точки «f merge» вказують відносно мінімальне значення подачі насоса після завершення робочого циклу. Збільшення чисельного значення у вікні призводить до підвищення подачі насоса.

У вікні на вході «t merge» збільшення значення D призводить до збільшення часу роботи насоса при нульовій подачі перед пуском ОГП; при зменшенні «S» збільшується кут нахилу подачі насоса Qнт. У вікнах LB та UB встановлюється значення початкового та максимального Qнт.макс значень подачі насоса. Причому зростання значення D призводить до збільшення часу від

початку подачі насоса до його максимального значення, тобто. час роботи насоса за нульової подачі не змінюється.

Збільшення чисельних значень перед літерою «s» у диференційній ланці (у вікні встановлена цифра «1.2s») призводить до збільшення часу наростання подачі насоса під час пуску ОГП (розгону гідромотора) та зниження подачі під час зупинки гідромотора.

Коефіцієнт «+1» у знаменнику дроби впливає на значення максимальної подачі насоса: значення «+1» відповідає максимальній встановленій подачі у вікні UB (Qнт.макс).

У разі збільшення коефіцієнта «> +1» максимальна подача насоса знижується, зі зменшенням «< +1» – підвищується. Слід зазначити, що максимально значення подачі у вікні UB (Qнт.макс) зберігається на встановленому раніше рівні.

Коефіцієнт «1» у чисельнику дроби також трансформує значення максимальної подачі Qнт.макс насоса – зі зростанням призначення коефіцієнта «>1» подача збільшується, зі зменшенням «<1» знижується.

Значення «tнт» тривалості циклу роботи ОГП автоматично призначається однаковим при розрахунку перепаду тиску та частоти обертання гідромотора.

У блоці на вході в «t merge» зростання значення D призводить до затримки часу появи навантаження M_c на гідромоторі; при зменшенні «S» збільшується кут нахилу моменту опору M_c , в осередках LB та UB встановлюється значення початкового та максимального моменту M_c .

У вікні на вході «1-b merge» зростання значення D призводить до збільшення часу дії крутного моменту M_c та тиску в кінці робочого циклу. При зменшенні D, включаючи негативні значення час дії M_c скорочується.

Цей параметр повинен узгоджуватися зі значенням D у вікні «1-b merge» блоку розрахунку перепаду тиску (див. вище) таким чином, щоб при нульовій подачі насоса не з'являвся тиск на гідромоторі.

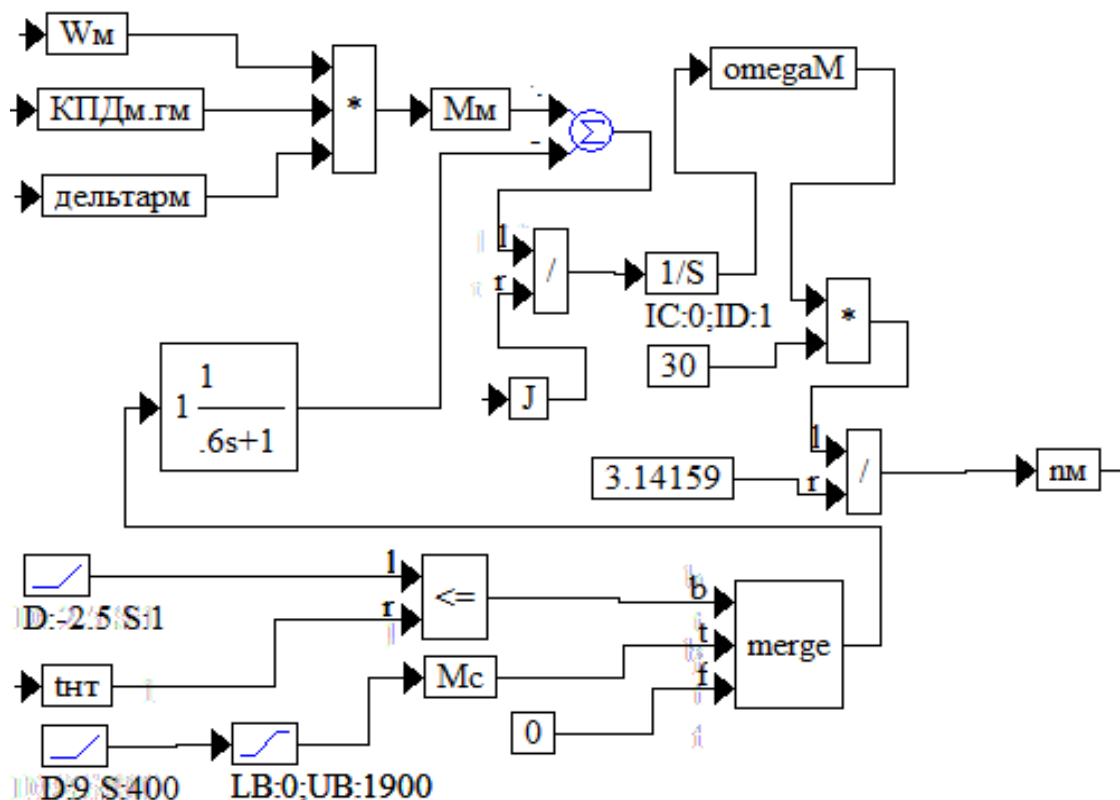


Рис. 8. Блок розрахунку частоти обертання гідромотора з функцією запізнення

У вікні «f merge» необхідно вказати кінцеве мінімальне значення тиску гідромотора після завершення циклу роботи (на рисунку вказано "0").

Збільшення значень перед літерою «S» у знаменнику ланки, що диференціює, призводить до збільшення часу дії Mc при розгоні і зупинці гідромотора.

Коефіцієнт «+1» у знаменнику диференціює ланки впливає інтенсивність зниження тиску: зі збільшенням «< +1» час зниження тиску зменшується.

Коефіцієнти в осередках «Gain» і «Numerator» впливають на абсолютне значення тиску – при зростанні коефіцієнтів зростає тиск, значення «1» відповідає нормальному режиму ОГП згідно з розрахунковими рівняннями.

На рис. 9 наведені блоки розрахунку витоків і коефіцієнта витоків в ОГП. З метою виключення впливу так званої «алгебраїчної петлі» при визначенні витоків замість розрахункового значення перепаду тисків в динамічному режимі попередньо знаходимо перепад тисків статичного режиму «рст», знаючи крутний момент, робочий об'єм і гідромеханічний ККД гідромотора (а). Далі цей перепад тисків використовуємо при розрахунку витоків у насосі (б). Для моделювання характеру зміни витоків вводимо блок «merge» за аналогією з розглянутими вище блоками моделювання циклів подачі насоса та навантаження.

Значення «tnt» тривалості циклу роботи ОГП автоматично призначається однаковим при розрахунку перепаду тиску, частоти обертання гідромотора та витоків PP.

У блоці на вході в «t merge» зростання значення D призводить до затримки часу появи витоків на гідромоторі $Q_{ут.м}$; при зменшенні «S» збільшується кут нахилу витоків, в осередках LB і UB встановлюється значення початкової та максимальної витоків.

У вікні на вході «1-b merge» зростання значення D призводить до збільшення часу дії витоків в кінці робочого циклу. При зменшенні D, включаючи негативні значення, час дії витоків скорочується.

Цей параметр повинен узгоджуватися зі значенням D у вікні «1-b merge» блоку розрахунку перепаду тиску (див. вище) таким чином, щоб при нульовій подачі насоса не з'являлися витоків в ОГП.

У вікні «f merge» необхідно вказати кінцеве мінімальне значення витоків гідромотора після завершення циклу роботи (на рисунку вказано «0»).

Збільшення значень перед літерою «S» у знаменнику ланки, що диференціює, призводить до збільшення часу дії витоків при зупинці гідромотора.

Коефіцієнт «+1» у знаменнику диференціює ланки впливає значення витоків: зі збільшенням «< +1» витоків зростають.

Коефіцієнти в осередках «Gain» і «Numerator» впливають на абсолютне значення витоків – при зростанні коефіцієнтів ростуть витоків, значення «1» відповідає номінальному режиму ОГП згідно з розрахунковими рівняннями.

Блок розрахунку витоків і завдання характеру їхньої зміни для насоса $Q_{ут.н}$ аналогічний розглянутому для гідромотора, тільки значення «рст» не обчислюють, а підставляють з розрахункового блоку насоса (б).

Коефіцієнт «+1» у знаменнику диференціює ланки впливає значення витоків: зі збільшенням «< +1» витоків зростають.

Коефіцієнти в осередках «Gain» і «Numerator» впливають на абсолютне значення витоків – при зростанні коефіцієнтів ростуть витоків, значення «1» відповідає нормальному режиму ОГП згідно з розрахунковими рівняннями.

Блок розрахунку витоків і завдання характеру їхньої зміни для насоса $Q_{ут.н}$ аналогічний розглянутому для гідромотора, тільки значення «рст» не обчислюють, а підставляють з розрахункового блоку насоса (б).

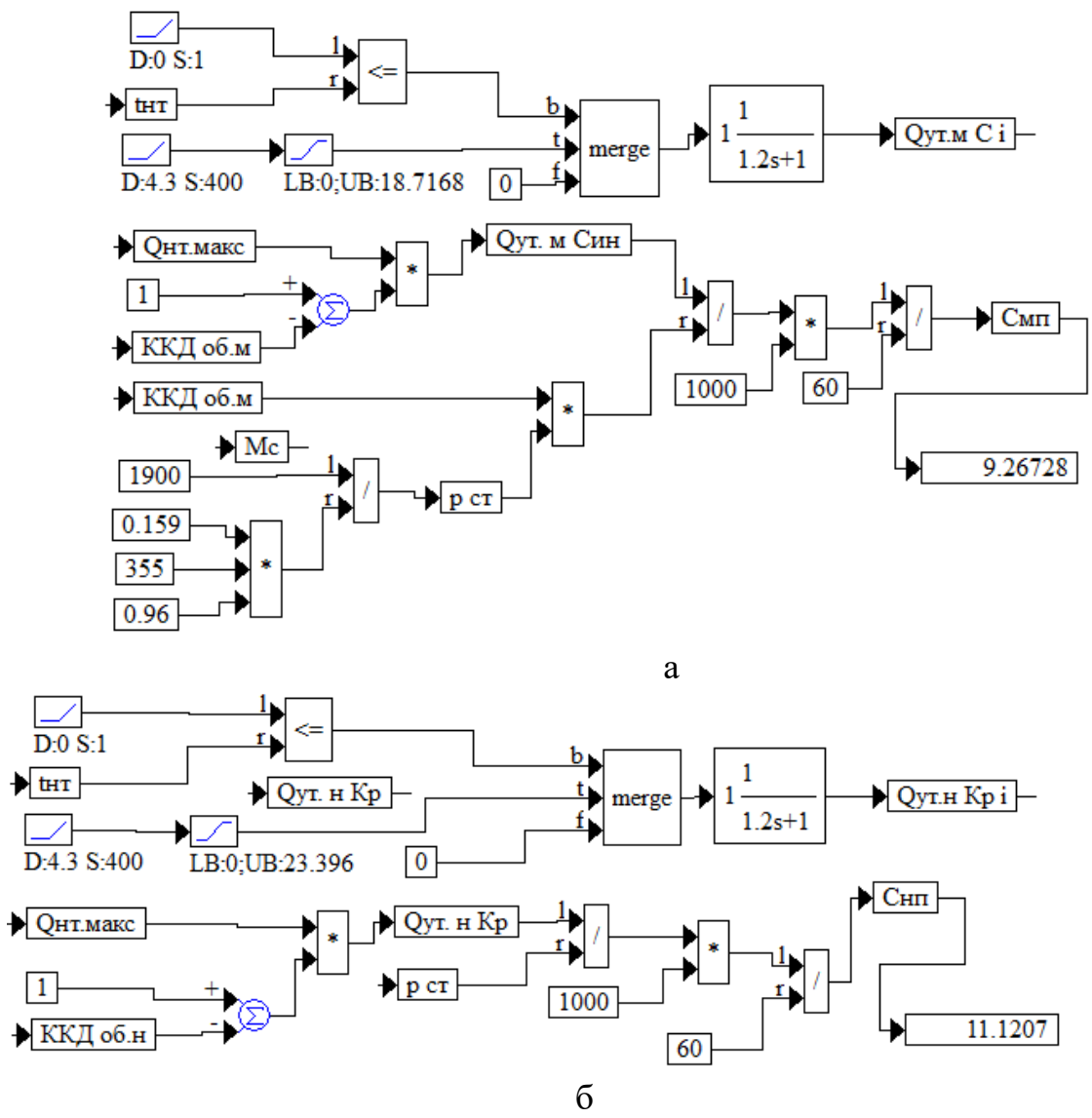


Рис. 9. Блоки розрахунку витоків та коефіцієнтів витоків гідромотора (а) та насоса (б) з функцією призначення циклу

На рис. 10 представлені осцилограми параметрів ОГП при розгоні гідромотора, залежно від часу виходу насоса на максимальну подачу РР. Зниження часу виходу на максимальну подачу насоса дозволяє зменшити ривки тиску з 73 до 51 МПа, що є відчутним результатом з точки зору зниження динамічних навантажень та підвищення довговічності насоса та гідромотора ОГП. Слід зазначити, що найзручнішим способом контролю часу виходу на максимальну подачу насоса та характеру коливань тиску виявляються залежності зміни витоків $Q_{ут}$ насоса або гідромотора від часу роботи ОГП (рис. 11). На режимі 1 чітко фіксується час виходу на максимальну подачу насоса шляхом контролю часу стабілізації витоків $Q_{ут}$ близько 0,24 с. На режимі 2 час стабілізації становить 0,01.

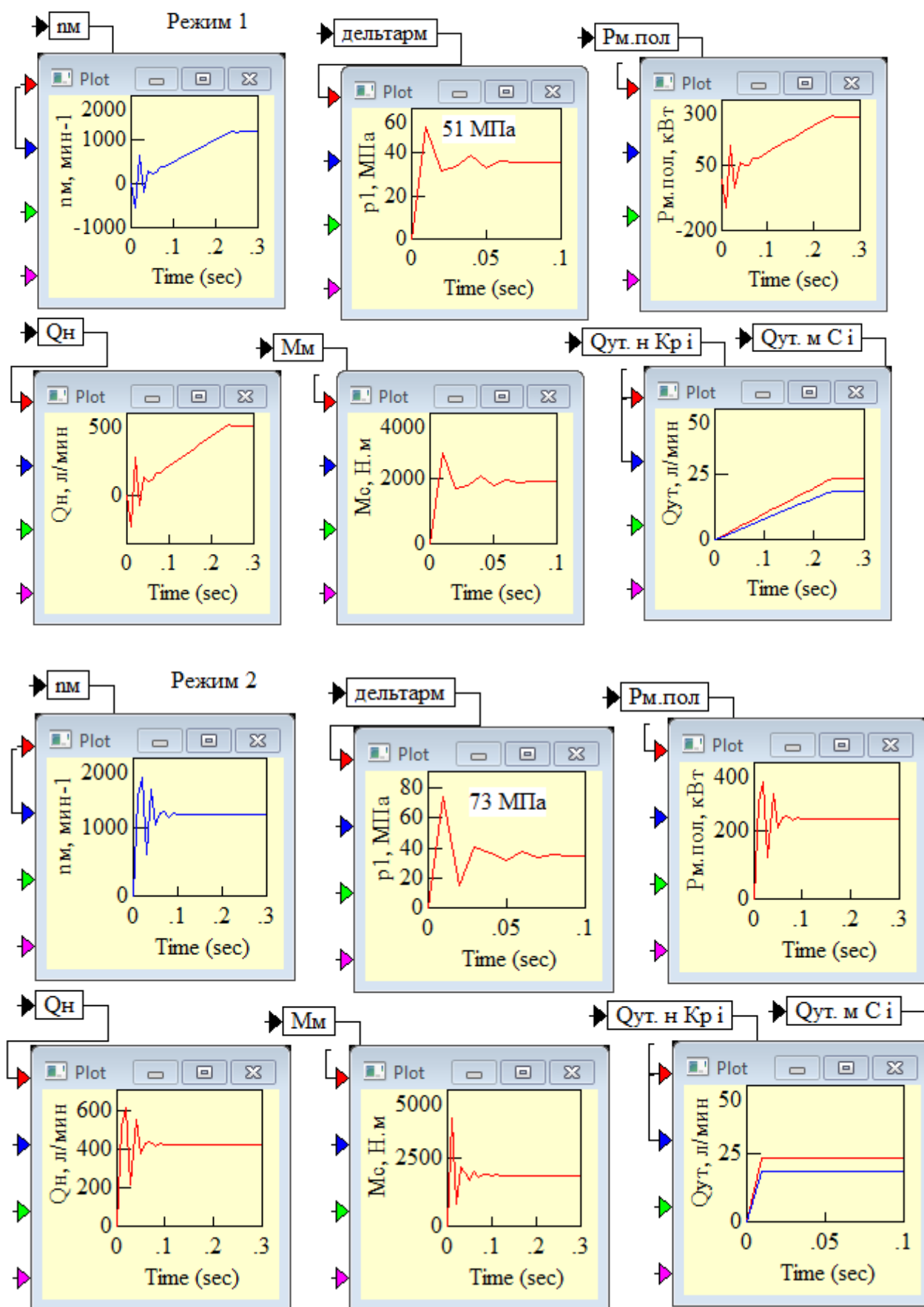


Рис. 10. Зміна параметрів ОГП у разі підвищення витрати насоса за 0,25 с (режим 1) та за 0,1 с (режим 2)

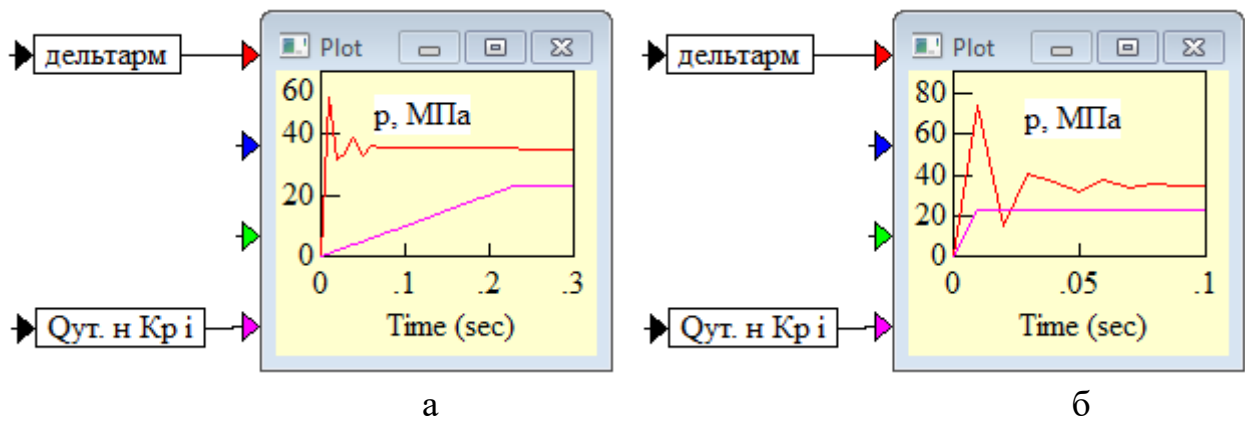


Рис. 11. Поєднані характеристики тиску (верхній графік) та витоків у насосі (нижній графік) при часі виходу насоса на максимальну подачу 0,24 с (а) та 0,01 с (б)

На рис. 12 наведені блоки VisSim, за допомогою яких отримані наведені вище динамічні характеристики ОГП при розгоні гідромотора, на рис. 13 блоки для розрахунку витоків РР у гідромоторі Qут.м та насосі Qут.н.

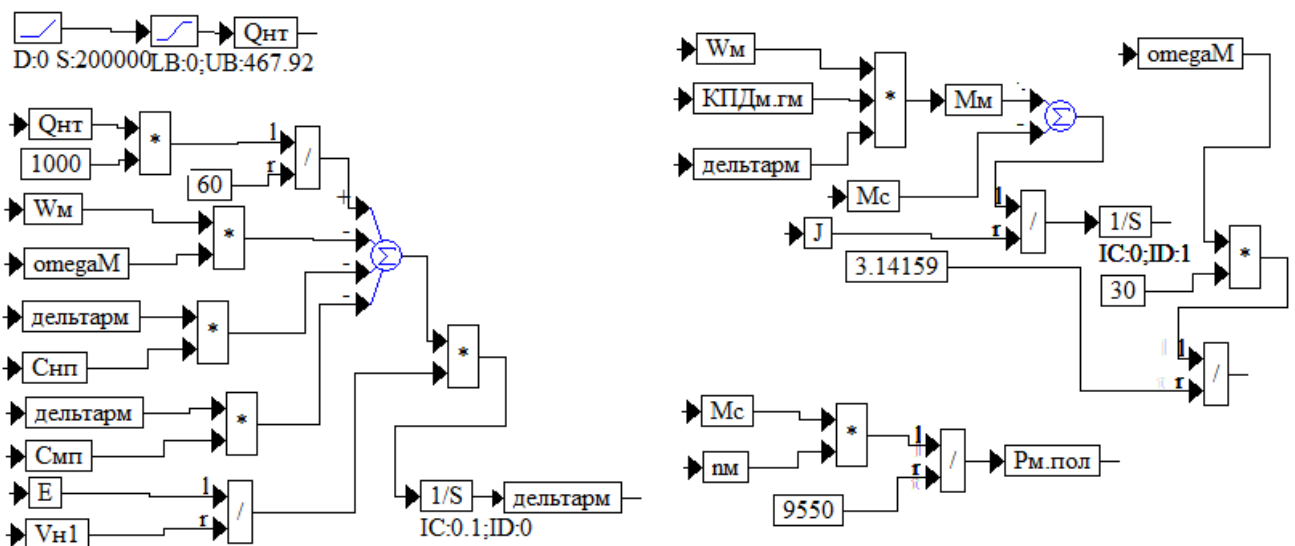


Рис. 12. Блоки пакету VisSim для розрахунку перепаду тисків, частоти обертання гідромотора та вихідної потужності ОГП

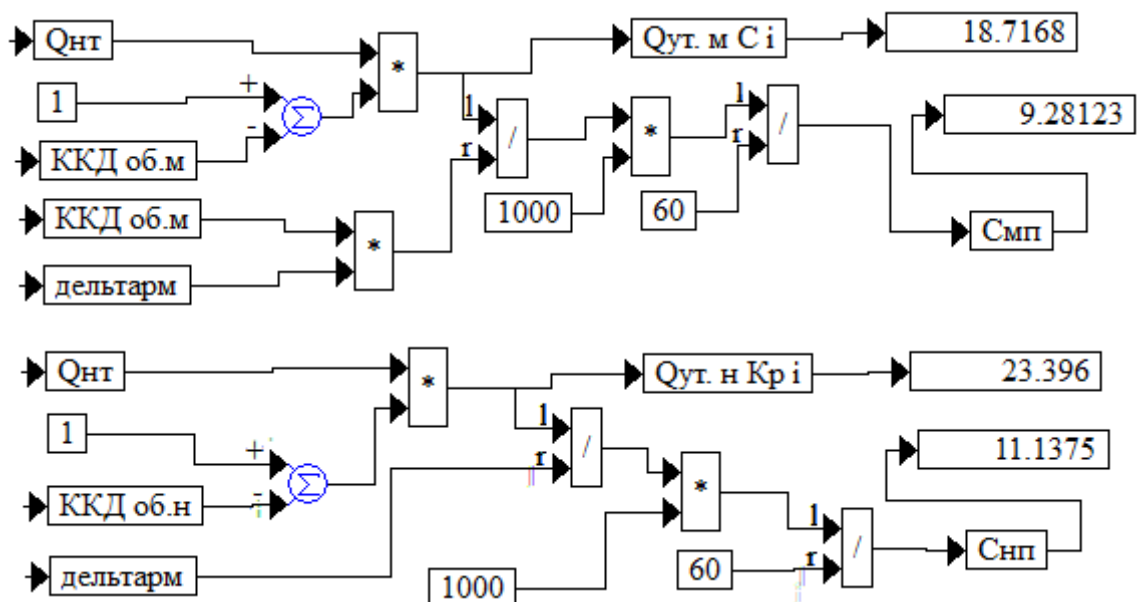


Рис. 13. Блоки пакету VisSim для розрахунку витоків РР у гідромоторі Qут.м та насосі Qут.н

Запитання:

1. Які види навантажень мають місто в ОГП ?
2. Яким чином впливають динамічні навантаження на надійність ОГП ?
3. Наведіть цикли навантаження для моделювання динамічних процесів в ОГП;
4. Як складається математична модель ОГП з гідромотором ?;
5. Яким чином використовується пакет VisSim для розрахування динаміки ОГП ?
6. Яким чином ведеться імітаційне моделювання динаміки ОГП ?

Лекція 2. Методика статичного розрахунку ОГП з гідроциліндрами і гідромоторами. Визначення ККД ОГП

План лекції:

1. Методика розрахунку ОГП з гідроциліндром:
 - 1.2. Вихідні дані для розрахунку;
 - 1.3. Визначення основних параметрів гідроциліндра і насоса;
 - 1.3. Розрахунок стійкості гідроциліндра;
2. Методика розрахунку ОГП з гідромотором:
 - 2.1. Вихідні дані для розрахунку;
 - 2.2. Визначення основних параметрів гідромотора і насоса;
3. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання;
4. Визначення ККД ОГП та вибір оливаохолоджувача.

2.1. Методика розрахунку ОГП з гідроциліндром

Наведені методики розрахунку ОГП можуть бути використані практично для всіх типів мобільних машин. Технічні можливості сучасного гід्रोобладнання, високий рівень його інформаційної підтримки виробниками і дилерською мережею в кожному регіоні дають розробнику провести функціонально-вартісний аналіз по кожному гідропристрою і ОГП в цілому. Зазвичай розрахунок ОГП ведуть для декількох режимів, що відрізняються навантажувальними та швидкісними характеристиками, виділяючи серед них екстремальні.

1. Методика розрахунку ОГП з гідроциліндром

1. Вихідні дані для розрахунку ОГП з гідроциліндром:

- 1.1. Зусилля, що розвиваються гідроциліндром при підведенні РР в безштокову (поршневу) F_2 і штокову F_1 порожнини для гідроциліндрів двосторонньої дії, Н;
- 1.2. Хід поршня гідроциліндра $l_{\text{п}}$, мм;
- 1.3. Час t переміщення поршня гідроциліндра з одного крайнього положення в інше (прямий хід при русі штока назовні і зворотний хід при русі всередину гідроциліндра), с;
- 1.4. Конструктивні особливості гідроциліндра в частині кріплення штока і корпуса (на вушках, лапах, цапфах та ін.);
- 1.5. Значення номінального $p_{\text{ном}}$ (максимального при роботі без обмеження за часом) і максимального $p_{\text{макс}}$ тисків, якими зазвичай задаються, зважаючи на номенклатуру гідропристроїв (насоса, гідроциліндра і гідроапаратури керування і захисту від перевантажень), МПа;

1.6. Значення номінальної частоти обертання приводного двигуна насоса ОГП – $n_{дв}$, $хв^{-1}$;

1.7. Діапазон зміни швидкості гідроциліндра в експлуатації (за необхідності).

Метою розрахунку ОГП є визначення діаметрів поршня і штока гідроциліндра, витрати РР, споживаної гідроциліндром, допустимого навантаження на гідроциліндр, робочого об'єму насоса і потужності приводного двигуна, ККД ОГП, зведеного діаметра трубопроводів і гідроапаратів та об'єму гідробака.

Гідрравлічна принципова схема ОГП з дросельним регулюванням швидкості гідроциліндра представлена на рис. 1,а і включає насос Н з приводним двигуном «м», гідроциліндр Ц, гідророзподільник Р (чотирипроводний, трипозиційний з електромагнітним керуванням, 14-а схема комутації каналів у середньому положенні – канали p, A, B і T об'єднані і тому насос Н розвантажений від тиску), гідродросель ДР на вході в гідроциліндр, запобіжний клапан КП, манометри МН1...МН3 та гідробак Б.

При машинному способі регулювання швидкості ОГП (рис 1,б) насос Н має регульований робочий об'єм і нагнітає РР до дво-позиційного чотирипроводного золотникового гідророзподільника Р (шифр схеми – 574), оснащеного рукояткою для переміщення золотника і фіксатором положення. При надходженні РР до безштокової порожнини ($p_n \rightarrow A$) шток гідроциліндра переміщується вправо (прямий хід) при перемиканні гідророзподільника Р ($p_n \rightarrow B$, як по-казано на схемі) шток рухається вліво (зворотний хід). Для захисту від перевантажень слугує запобіжний клапан КП (вимірювання тиску за манометром МН) при відкриванні якого РР зливається в бак Б.

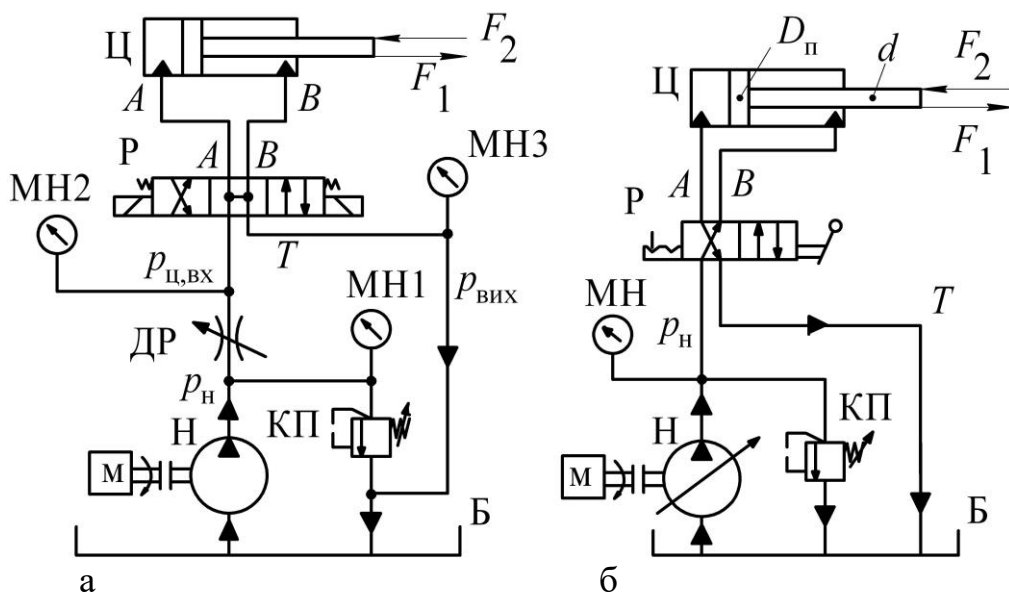


Рис. 1. Гідрравлічна принципова схема ОГП з дросельним (а) і машинним (б) способами регулювання швидкості гідроциліндра Ц

2. Розрахунок діаметра поршня і вибір гідроциліндра.

Для гідроциліндрів з одnobічним штоком (рис. 2,а) попередньо визначають діаметр поршня, нехтуючи площею штока

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi \cdot p_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

де F_2 – зусилля, що діє на поршень (зовнішнє навантаження, яке є заданим значенням, див. вище), Н,

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідроциліндр, значення якого має становити близько 75 % від номінального для забезпечення підвищеної довговічності ОГП

$$p_{\text{вх}} = 0,75 p_{\text{ном}}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра (для сучасних конструкцій задаються $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96 \dots 0,98$).

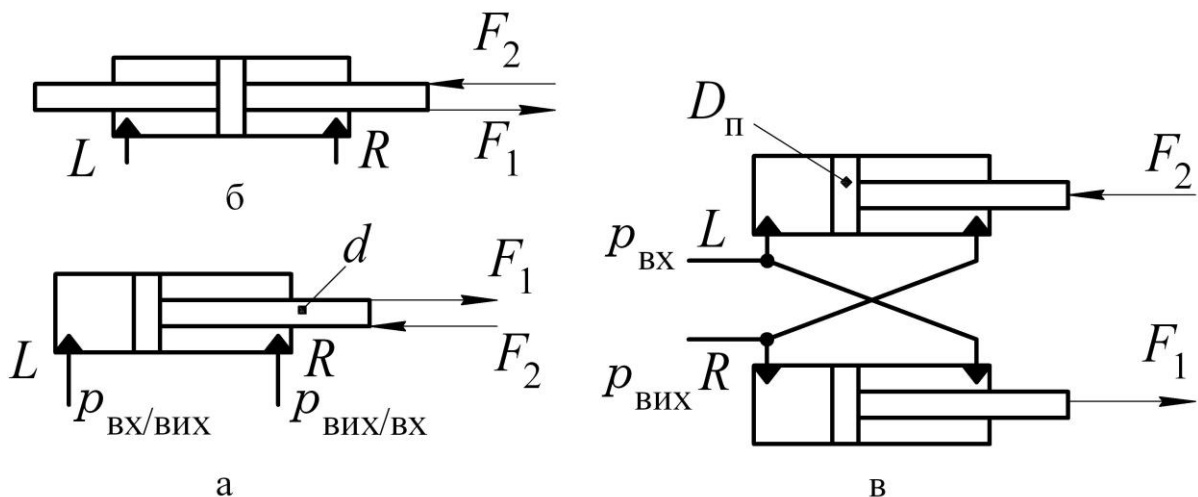


Рис. 2. Геометричні параметри гідроциліндрів

Діаметр поршня D_{Π} округлюють у більший бік, зважаючи на стандартні значення D_{Π}^* : 18; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140 і 160 мм, кожному з яких відповідає стандартне значення штока d^* (якщо номенклатурою гідроциліндрів передбачається два або більше значень діаметрів штока, то попередньо приймають менше з них). У сучасних конструкціях $d = (0,25 \dots 0,7) D_{\Pi}$, тому рекомендується задаватися середнім значенням $d_{\text{ср}} \approx 0,5 D_{\Pi}$ і далі уточнюють за каталогом, наприклад гідроциліндрів «Машгідропривод».

Далі з урахуванням стандартного значення діаметра штока d^* уточнюють діаметр поршня

$$D_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{вих}} d^{*2} \right)}, \text{ мм}, \quad (3)$$

де $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ – перепад тисків між входом і виходом з гідроциліндра (поршневою і штоковою порожнинами), МПа,

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з гідроциліндра (зі штокової порожнини), зазвичай знаходиться в межах $p_{\text{вих}} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

За необхідності діаметр поршня $D_{\text{пл}}$ збільшують до наступного в ряду стандартного значення $D_{\text{пл}}^*$.

Далі проводять перевірку на функціонування гідроциліндра при тяговому навантаженні, коли шток рухається всередину (при підвищенні тиску РР у штокову порожнину)

$$D_{\text{п,гн}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_1}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + p_{\text{вх}} d^{*2} \right)} \leq D_{\text{пл}}^*, \text{ мм}. \quad (4)$$

Якщо умова (4) не виконується, то необхідне збільшення площі штокової порожнини за рахунок діаметра поршня.

Уточнюють робочий перепад тисків, необхідний для подолання зовнішнього навантаження при вибраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра

$$\Delta p_{\text{раб}} = \frac{1}{D_{\text{пл}}^{*2}} \left(\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{вих}} \cdot d^{*2} \right), \text{ МПа}, \quad (5)$$

який не повинен перевищувати номінального тиску насоса $p_{\text{ном}}$ (2).

3. Розрахунок швидкості поршня і споживаної витрати РР проводять за теоретичними формулами, зважаючи на високий рівень герметичності сучасних ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів близьким до 100 %

$$v_{\text{п}} = 10^{-3} \frac{l_{\text{п}}}{t}, \text{ м/с}, \quad (6)$$

$$Q_{\text{п}} = 0,06 \cdot v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} = 0,06 \cdot v_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{пл}}^{*2}}{4}, \text{ л/хв}, \quad (7)$$

де $S_{\text{п}}$ – площа поршня, мм^2 .

Швидкість поршня при підведенні РР у штокову порожнину (обернений хід або рух штока всередину гідроциліндра)

$$v_{\text{п,шт}} = 16,7 \frac{Q_{\text{шт}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}}, \text{ м/с}, \quad (8)$$

де $S_{\text{шт}} = \pi \cdot d^{*2} / 4$ – площа штока діаметром d^* [мм], мм^2 ,

$Q_{\text{шт}}$ – витрата, що підводиться в штокову порожнину, значення якої може бути рівним витраті, яка подається в поршневу порожнину $Q_{\text{шт}} = Q_{\text{п}}$ або менше ($Q_{\text{шт}} < Q_{\text{п}}$), якщо значення швидкості перевищує допустиме. Швидкість поршня (штока) не повинна перевищувати допустимого значення (зазвичай $[v_{\text{п(шт)}}] \leq 0,5 \text{ м/с}$) для обмеження витрати встановлюють дросель ДР (див. рис. 1,а).

Попередньо в формулу (8) підставляють $Q_{\text{шт}} = Q_{\text{п}}$ і при необхідності витрату обмежують установкою дроселя або зміною робочого об'єму в регульованому насосі, а максимальне значення витрати визначають за формулою

$$Q_{\text{шт, макс}} = 0,06(S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}) \cdot [v_{\text{п(шт)}}], \text{ л/хв}. \quad (9)$$

4. Навантаження, відповідне втраті поздовжньої стійкості гідроциліндра, визначають за формулою Ейлера

$$F_{\text{розр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_{\text{к}}^2}, \text{ Н}, \quad (10)$$

де E – модуль пружності матеріалу (для сталі $2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$),

J – момент інерції перетину гільзи гідроциліндра

$$J = \frac{\pi \cdot (D_{\text{н}}^4 - D_{\text{пл}}^{*4})}{64}, \text{ мм}^4, \quad (11)$$

де $D_{\text{н}}$ і $D_{\text{пл}}^*$ – зовнішній і внутрішній діаметри гільзи гідроциліндра, відповідно, мм,

$s_{\text{к}}$ – наведена довжина ходу гідроциліндра

$$s_{\text{к}} = \kappa \cdot l, \text{ мм}, \quad (12)$$

де l – довжина гідроциліндра з висунутим штоком, мм,

κ – коефіцієнт, що залежить від схеми кріплення кінців гідроциліндра:

$\kappa = 2,0$ – якщо один кінець гідроциліндра жорстко закріплений, а другий вільно спирається на протидійне навантаження;

$\kappa = 1,0$ – якщо обидва кінці гідроциліндра закріплені шарнірно;

$\kappa = 0,7$ – якщо один кінець закріплений шарнірно, а другий жорстко закріплений;

$\kappa = 0,5$ – якщо обидва кінці жорстко закріплені.

Максимальне допустиме навантаження на шток гідроциліндра визначають при коефіцієнті запасу $n = 3,5$

$$F_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{розр}}}{n}, \text{ Н.} \quad (13)$$

При виборі гідроциліндра повинна виконуватися умова

$$F_{\text{макс}} > F_2, \text{ Н,} \quad (14)$$

в іншому випадку діаметр поршня гідроциліндра збільшують.

5. Попередній розрахунок тиску в ОГП і визначення робочого об'єму насоса.

Тиск, що розвивається насосом, залежить від наступних факторів

$$p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{роб}} + p_{\text{вих}} + \Delta p_{\text{витрат}}, \text{ МПа,} \quad (15)$$

де $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході (зливі) гідроциліндра, значення якого визначається гідравлічним опором РР, наприклад, втратами тиску в трубопроводі, фільтрі і оливоохолоджувачі, МПа,

$\Delta p_{\text{витрат}}$ – гідравлічні втрати тиску РР уздовж вхідного трубопроводу від насоса до гідроциліндра, включаючи втрати в гідроапаратах (наприклад, в гідророзподільнику, регуляторі витрати, зворотному клапані, фільтрі та ін.). Ці втрати підлягають розрахунку та їх значення не повинно перевищувати 5% від робочого тиску для забезпечення високого значення ККД ОГП

$$\Delta p_{\text{витрат}} \approx 0,05 \Delta p_{\text{роб}}, \text{ МПа.} \quad (16)$$

Шляхом зіставлення витрати $Q_{\text{п}}$, споживаної гідроциліндром і номінальної подачі насоса, за каталогом підбирають попередньо типорозмір (шифр), значення об'ємного ККД (коефіцієнта подачі) і загального ККД насоса, які необхідні для подальшого розрахунку.

Визначають максимальну теоретичну подачу насоса, що забезпечує максимальну швидкість гідроциліндра

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{п}} / \eta_{\text{но}}, \text{ л/хв,} \quad (17)$$

де $Q_{\text{п}}$ – витрата, споживана гідроциліндром (7), яка дорівнює фактичній подачі насоса

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{н}}, \quad (18)$$

$\eta_{\text{но}}$ – об’ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі), значення якого для сучасних конструкцій насосів знаходиться в межах $\eta_{\text{но}} = 0,9 \dots 0,98$ (див. також каталоги) згідно з заданим значенням номінального тиску $p_{\text{ном}}$.

Визначають робочий об’єм насоса (попередньо), який забезпечує необхідну подачу PP

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (19)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання вала приводного двигуна насоса ($n_{\text{дв}} = n_{\text{н}}$), хв^{-1} ,

k – коефіцієнт, що враховує зношування ОГП при експлуатації (призначають в межах $k = 1,0 \dots 1,2$).

Робочий об’єм насоса уточнюють за каталогом, округляючи до найближчого більшого значення $V_{\text{н}}^*$.

Слід звернути увагу на те, що при виборі насоса з регульованим робочим об’ємом споживана гідроциліндром витрата і подача насоса збігаються (18), а при застосуванні насоса з постійним робочим об’ємом подача насоса завжди більше витрати

$$Q_{\text{н}} > Q_{\text{п}}, \quad (20)$$

що обумовлено округленням у більший бік робочого об’єму об’єму насоса з номенклатурного ряду виробника і введенням коефіцієнта k більше одиниці. Тому для отримання необхідної швидкості поршня застосовують дросельні способи регулювання витрати в гідроциліндрі.

6. Розрахунок ККД ОГП.

1) Визначають максимальну потужність ОГП (зустрічаються терміни вихідна, ефективна і корисна потужність)

$$P_{\text{кор}} = 10^{-3} F_2 \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де значення зусилля F_2 є заданим [Н], а швидкість $v_{\text{п}}$ [м/с] визначають за формулами (6) або (8).

2) Розрахунок споживаної насосом потужності.

При використанні насоса з регульованим робочим об'ємом споживана потужність складе

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск на виході насоса (15), МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса (18), л/хв,

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса (17), л/хв,

$\eta_{\text{н}}$ і $\eta_{\text{нгм}}$ – загальний і гідромеханічний ККД насоса, відповідно.

У технічній характеристиці насосів наводять значення загального ККД ($\eta_{\text{н}}$) і коефіцієнта подачі $\eta_{\text{но}}$, тому гідромеханічний ККД визначають за формулою

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{но}}. \quad (23)$$

3) При використанні насоса з постійним робочим об'ємом і дросельним способом регулювання витрата до гідроциліндра (його теоретична подача) визначається за формулою

$$Q_{\text{нт,др}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{н}}^* \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв}, \quad (24)$$

і далі визначають споживану потужність насоса

$$P_{\text{спож,др}} = \frac{Q_{\text{нт,др}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}. \quad (25)$$

4) Визначають загальний ККД ОГП при максимальній швидкості гідроциліндра з урахуванням способу її регулювання

$$\eta_{\text{огп}} = \frac{P_{\text{кор}}}{P_{\text{спож}}} \quad \text{або} \quad \eta_{\text{огп,др}} = \frac{P_{\text{кор}}}{P_{\text{спож,др}}}. \quad (26)$$

5) Визначають встановлювану потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}}; \quad P_{\text{дв,др}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож,др}}. \quad (27)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ, в іншому випадку необхідне коригування завдання на проєк-

тування ОГП шляхом зниження максимальної швидкості гідроциліндра (часу його переміщення) або установку приводного двигуна підвищеної потужності.

2.2. Методика розрахунку ОГП з гідромотором

1. Вихідні дані для ОГП з гідромотором:

1.1. Крутний момент, що розвивається гідромотором M_m [Н.м], значення якого наводять в технічному завданні на проектування ОГП, в іншому випадку необхідно провести тяговий розрахунок і отримати необхідне значення крутного моменту. Значень розрахункового крутного моменту може бути декілька залежно від умов експлуатації машини – зрушування (пусковий) в технологічному режимі, при максимальній транспортній швидкості, при екстремальних режимах роботи, наприклад, при буксируванні;

1.2. Екстремальні частоти обертання гідромотора $n_{\text{макс}}$ і $n_{\text{мін}}$, пов'язані з встановлюваною (максимальною) потужністю приводного двигуна насоса і його частотою обертання $n_{\text{дв}}$ [хв⁻¹];

1.3. Вимоги до умов експлуатації й керування ОГП.

Як приклад, розглянемо ОГП дорожнього котка з замкненим ланцюгом циркуляції РР і машинним регулюванням швидкості).

Метою розрахунку є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органа (вальців дорожнього котка).

2. Визначення робочого об'єму гідромотора проводять у два етапи. Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{\text{м,попер}} = \frac{M_m}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м,попер}} \cdot \eta_{\text{МГМ,попер}}}, \text{ см}^3, \quad (28)$$

де M_m – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний крутному моменту гідромотора, значення якого задається про-ектантом машини з ОГП, Н.м,

$\Delta p_{\text{м,попер}}$ – перепад тисків, що заздалегідь задається на гідромоторі [МПа], зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться в межах

$$\Delta p_{\text{м,попер}} = 21 \dots 25 \text{ МПа}, \quad (29)$$

де $\eta_{\text{МГМ,попер}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого за-

лежно від конструкції і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{\text{МГМ,попер}} = 0,85 \dots 0,98. \quad (30)$$

Наприклад, для гідромоторів серії МП виробництва ВАТ «Гідросила» гідромеханічний ККД $\eta_{\text{МГМ}} = 0,88$.

3. Отримане за формулою (28) значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення $V_{\text{М}}^*$ з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

4. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{\text{М}} = \frac{M_{\text{М}}}{0,159 \cdot V_{\text{М}}^* \cdot \eta_{\text{МГМ}}^*}, \text{ МПа}, \quad (31)$$

де $\eta_{\text{МГМ}}^*$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків приймають усі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску РР в ОГП.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведений коректно. Для забезпечення підвищеної довго-вічності ОГП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75 % від номінального значення.

5. Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкненому ланцюзі циркуляції РР

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{М}} + 2\Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}, \quad (32)$$

де $\Delta p_{\text{втрат}}$ – гідравлічні втрати тиску РР в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД ОГП, тому попередньо

$$2\Delta p_{\text{втрат}} = 0,05 \cdot \Delta p_{\text{М}} \text{ або } \Delta p_{\text{втрат}} = 0,025 \cdot \Delta p_{\text{М}}, \text{ МПа}, \quad (33)$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в трубопроводах від насоса до гідромотора і від гідромотора до насоса.

В основі отримання формули (6.33) лежать передумови:

1. Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході $p_{\text{нагн,м}}$ (нагнітанні) і виході $p_{\text{зл,м}}$ (зливі)

$$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{нагн,м}} - p_{\text{зл,м}}, \text{ МПа}; \quad (34)$$

2. Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $p_{\text{нагн,м}}$ і втрат $\Delta p_{\text{втрат}}$ по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором

$$p_{\text{нагн,н}} = p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}; \quad (35)$$

3. Тиск на вході (всмоктуванні) в насос є різницею тисків на виході $p_{\text{зл,м}}$ (зливі) з гідромотора і втрат $\Delta p_{\text{втрат}}$ по довжині трубопроводу між гідромотором і насосом

$$p_{\text{вх,н}} = p_{\text{зл,м}} - \Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}; \quad (36)$$

4. Перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітанні) і вході в насос

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{н}} = p_{\text{нагн,н}} - p_{\text{вх,н}} &= p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втрат}} - \\ &- p_{\text{зл,м}} + \Delta p_{\text{втрат}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (37)$$

5. Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень за каталогом

$$\Delta p_{\text{н}} \leq \Delta p_{\text{н,ном}}; \quad p_{\text{нагн,н}} \leq p_{\text{н,ном}}. \quad (38)$$

6. Визначають витрату РР, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органу

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{м}}^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (39)$$

де $Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнта подачі), л/хв,

$n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання гідромотора, хв^{-1} ,

$\eta_{\text{ом}}$ – об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний (за каталогом)

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_{\text{м}} / \eta_{\text{нгм}} \cdot \quad (40)$$

7. Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (41)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – коефіцієнт подачі насоса, значення якого знаходиться в межах $\eta_{\text{он}} = 0,9 \dots 0,98$ (за каталогом насосів).

8. Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу РР (41) при заданій номінальній частоті обертання приводного двигуна насоса

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (42)$$

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

$k = 1,0 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує зношування гідромашин під час експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають $V_{\text{н}}^*$.

9. Визначають максимальну корисну потужність ОГП при заданих значеннях крутного моменту [Н.м] і частоти обертання [хв^{-1}]

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт}. \quad (43)$$

10. Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (44)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі (32), МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача основного насоса (39) л/хв,

$\eta_{\text{н}}$ – ККД основного насоса (загальний або повний),

$\eta_{\text{нгм}}$ – гідромеханічний ККД основного насоса, який визначається як частка від ділення ККД насоса на об'ємний (за каталогом)

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{он}} \cdot \quad (45)$$

11. Визначають споживану насосом підживлення потужність

$$P_{\text{нп}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}} = \frac{Q_{\text{нпт}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}}, \text{ кВт}, \quad (46)$$

де $V_{\text{нп}}$ – робочий об’єм насоса підживлення (за каталогом), см³,

$n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання насоса підживлення, яка збігається з частотою обертання приводного двигуна, хв⁻¹,

$p_{\text{нп}} = 1,6 \dots 2,4$ МПа – тиск насоса підживлення (попередньо задаються, наприклад, $p_{\text{нп}} = 2$ МПа),

$\eta_{\text{нпгм}} = 0,5 \dots 0,8$ – гідромеханічний ККД насоса підживлення,

$Q_{\text{нпт}}$ – теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{нпт}} = 10^{-3} V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв}. \quad (47)$$

12. Визначають сумарну споживану потужність насосів

$$P_{\Sigma \text{спож}} = P_{\text{спож.осн}} + P_{\text{нп}}, \text{ кВт}. \quad (48)$$

Споживана насосами фактична потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{спож.кат}}. \quad (49)$$

13. Визначають загальний ККД ОГП

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\Sigma \text{спож}}. \quad (50)$$

14. Визначають за формулою (27) встановлювану потужність приводного ДВЗ.

2.3. Розрахунок і вибір допоміжного гідрообладнання

1. Внутрішній діаметр гідропроводів визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (51)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{нт}}$ – в основних магістралях; $Q_{\text{нпт}}$ – для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса підживлення),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають згідно з рекомендаціями: для всмоктувальних гідропроводів $[v_{bc}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менше тиску), встановленого постачальником насоса; для напірних трубопроводів $[v_n] = 5$ м/с; для зливних трубопроводів $[v_{zl}] = 4$ м/с, а замість значення d підставляють, d_n , d_{zl} і d_{bc} – діаметри гідро-проводів нагнітання, зливу і всмоктування основного насоса при не-замкненому ланцюзі циркуляції РР, відповідно; $d_{вснп}$ – всмоктування насоса підживлення; $d_{нпн}$ – нагнітання насоса підживлення; $d_{злпнп}$ – зливу у гідробак.

Діаметри гідропроводів округлюють: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного – у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм – у більший.

Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм. Швидкість РР у всмоктувальному гідропроводі жорстко пов'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному гідропроводах встановлюють у результаті розрахунку ККД ОГП і виконання умови (16), тому в ОГП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

2. Об'єм гідробака визначають за формулою

$$V_{\text{б}} = 1,1 \dots 1,15(a \cdot Q_n + Q_{\text{зл}}), \text{ дм}^3, \quad (52)$$

де Q_n – теоретичне значення подачі насоса, л/хв;

$a = 0,5$ – для замкненого ланцюга циркуляції РР, підставляючи у формулу подачу насоса підживлення $Q_n = Q_{\text{нпн}}$, л/хв;

$a = 1,5 \dots 2$ – для незамкненого ланцюга циркуляції РР;

$Q_{\text{зл}}$ – об'єм РР, що зливається у гідробак з трубопроводів і гідромашин, який для замкненого ланцюга РР близький до нуля, дм^3 ;

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

3. Розрахунок і вибір оливоохолоджувача.

Для розрахунку виділеної теплової потужності пропонується спрощений метод на основі визначення втрат пропорційно споживаній потужності ОГП в 15...20 % при машинному і до 30 % при дросельному керуванні витратою РР

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}; \quad \Delta P_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{спож}}, \text{ кВт}, \quad (53)$$

де $\Delta P_{\text{маш}}$ і $\Delta P_{\text{др}}$ – втрати потужності при машинному і дросельному способах керування ОГП, відповідно, кВт,

$P_{\text{спож}}$ – споживана потужність ОГП, кВт.

За каталогом підбирають необхідний за розсіяною тепловою потужністю охолоджувач і визначають витрати РР, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Оскільки охолоджувачі мають суттєві обмеження щодо тиску на вході ($[p_{\text{вх}}] \leq 0,6$ МПа), то необхідно підібрати гідропровід на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач не повинен перевищувати допустимого за міцністю значення

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр.L}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа}, \quad (54)$$

де $\Delta p_{\text{охл}}$ – перепад тисків між входом і виходом, МПа,

$\Delta p_{\text{тр.L}}$ – втрати тиску за довжиною гідропроводу на виході з охолоджувача, МПа,

$$\Delta p_{\text{тр.L}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (55)$$

де L – довжина зливного гідропроводу, м,

d^* – внутрішній діаметр гідропроводу (округлене до стандартного значення) мм,

$Q_{\text{нт}}$ – витрата РР (41 або 47), л/хв,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм²/с (сСт).

З метою спрощення розрахунків і у зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (зазвичай не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах РР, прокачуваної насосом підживлення), приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в такому вигляді

$$[\Delta p_{\text{тр.L}}] < \{[p_{\text{вх}}] - 0,1\}, \text{ МПа при } [p_{\text{вх}}] = 0,6 \text{ МПа}. \quad (56)$$

Запитання:

2. Який алгоритм має методика розрахунку ОГП з гідроциліндром ?
 - 4.2. Які вихідні дані для розрахунку ?
 - 1.3. Яким чином визначають основні параметри гідроциліндра і насоса ?
 - 4.3. Яким чином розраховують стійкість гідроциліндра ?
5. Який алгоритм має методика розрахунку ОГП з гідромотором ?
 - 2.1. Які вихідні дані для розрахунку;
 - 2.2. Яким чином визначають основні параметри гідромотора і насоса ?
6. Які вихідні дані задають для розрахунку допоміжного обладнання ?
7. Яким чином визначають ККД ОГП та вибір оливаохолоджувача ?

Лекція 3. Методика розрахунку тягового зусилля мобільної машини та рульового керування БДМ

План лекції:

1. Розгляд структурної схеми гусеничного трактора ТС-10 з ОГП бортового ходу;
2. Вихідні дані для розрахунку ОГП бортового ходу;
3. Методика розрахунку тягового зусилля бортового ходу;
4. Методика розрахунку тягового зусилля і вибір робочого об'єму гідромотора ОГП колісного ходу мобільної машини;
5. Методика розрахунку рульового керування з героторним насосом-дозатором для позашляхових колісних машин;
6. Застосування клапанів пріоритету в ОГП мобільних машин на прикладі з аксіальнопоршневим насосом з регульованим робочим об'ємом.

1. Трактор ТС-10 з гусеничним ходом

Метою розрахунку ОГП є визначення робочих об'ємів гідромашин для заданих тягових і швидкісних характеристиках гусеничного трактора. Як приклад, розглянемо гусеничний трактор типу ТС-10 виробництва ХТЗ, в якому кожна гусениця приводиться до обертання індивідуальним ОГП.

Система руху трактора ТС-10 (рис. 1,а) включає два незалежних ОГП для кожної гусениці за допомогою аксіальнопоршневих насосів серії А4VG і гідромоторів А6VE лівого Мл і правого Мпр бортів, встановлених безпосередньо на бортових редукторах БРл і БРпр. Насоси Нл і Нпр нагнітають РР до відповідних гідромоторів Мл і Мпр. Подача РР до гідромоторів за допомогою рукавів РВД істотно спрощує кінематичний зв'язок між двигуном ДВЗ і бортовими редукторами ведучих коліс. Регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів з метою зміни швидкості руху та забезпечення плавного повороту трактора, пропорційного відхиленню рукоятки керування рухом РУД, здійснюється за допомогою електрогідравлічних гідропрстроїв на кожній з гідромашин (сигнали керування У1...У4, відповідно).

Частота обертання ведучих коліс контролюється датчиками частоти обертання ДЧОл і ДЧОпр, електричні вихідні сигнали яких подаються на електронний блок управління БУ (програмований контролер РС6-9) як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ. Частота обертання вихідного вала приводного ДВЗ контролюється датчиком частоти ДЧОдвз і також надходить до блоку управління БУ. Положення тяги керування подачі палива до ДВЗ контролюється датчиком положення ДПП і надходить у вигляді електричного сигналу зворотного зв'язку ЗЗ до блоку управління БУ. Блок БУ знижує потужність насосів шляхом зменшення кута похилого диска і подачі РР, що запобігає зупинці ДВЗ.

Рукоятка керування рухом РУД (джойстик) формує керуючі сигнали У6 електронному блоку БУ. Таким чином, в електронний блок БК надходить керуючий сигнал від рукоятки керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від датчиків частоти обертання ДЧО і положення тяги управління подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блоку, є електричні У1...У4 на регулятори зміни робочого об'єму гідромашин і подачі палива У5.

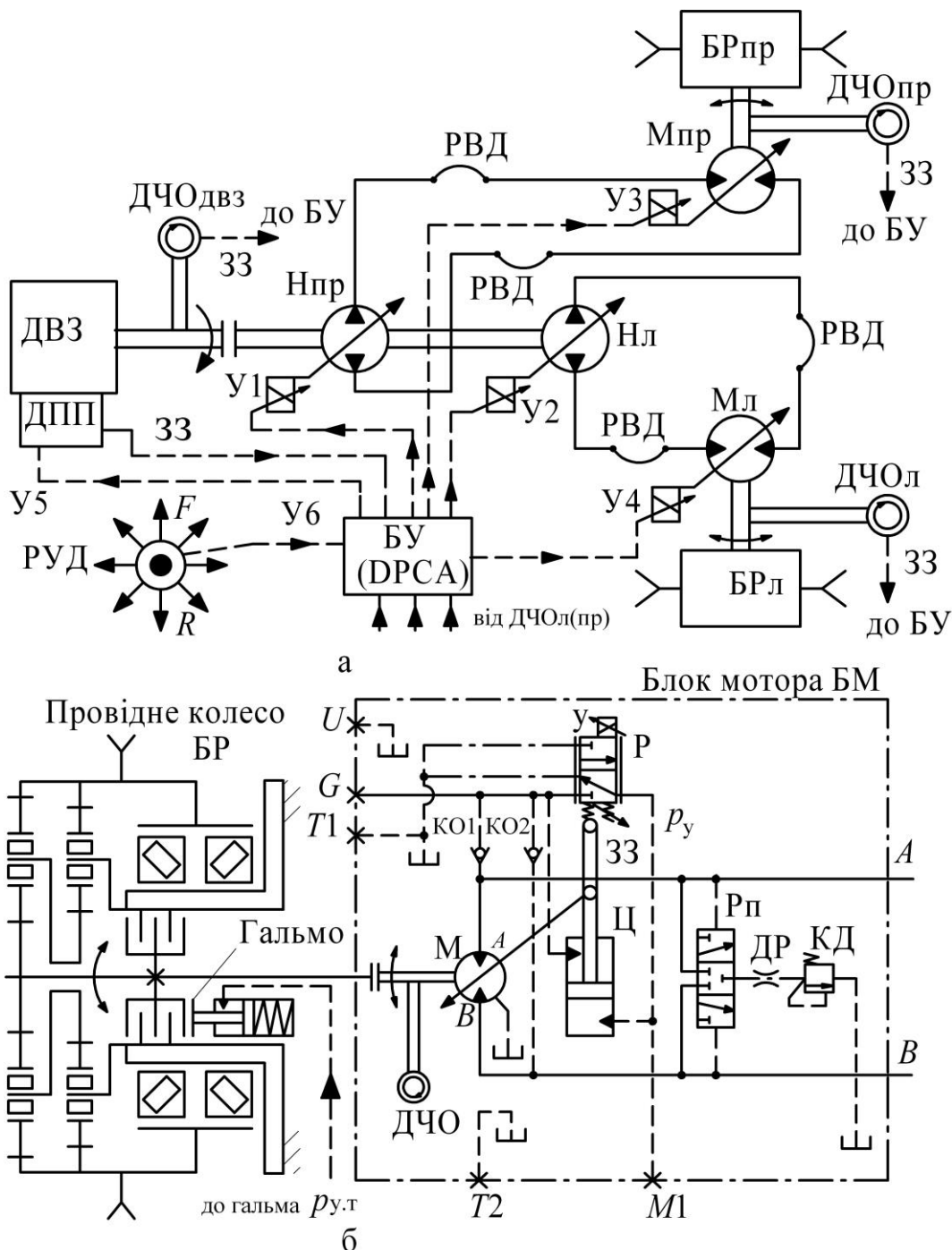


Рис. 1. Структурна схема ОГП гусеничного ходу фірми «Rexroth Bosch Group» на тракторі ТС-10 «ХТЗ» (а) і гідравлічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б)

Таке виконання спільно з необхідними електронними компонентами системи керування рухом ДРСА дозволяє трактористу керувати як напрямом, так і швидкістю руху трактора за допомогою однієї рукоятки керування. Напруга живлення на контролер подається тільки при вимкненому вимикачі стоянкового гальма, а «маса» вмикається при вимкненому вимикачі автостопу, встановленому в сидіння тракториста.

При налаштуванні систем керування трактором контролер калібрує вихідний сигнал кожної гусениці, дозволяючи виконувати з максимальною точністю розвороти на місці, повороти при обертанні гусениць вперед і в зворотному напрямку. Наявність функції регулювання потужності має велике значення для стабілізації робочого процесу, підвищення продуктивності, а також запобігання зупинки ДВЗ.

На рис. 1,б представлена гідравлічна принципова схема аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком А6VE160 з планетарним редуктором БР моделі GFT65T2 виробництва концерну «Rexroth Bosch Group», що включає:

- регулятор зміни робочого об'єму електрогідравлічного типу з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (типу EP2 з напругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блоку циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

- зворотні клапани КО1 і КО2 для підведення тиску керування p_y до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які сполучені з магістралями гідросистеми А і В, відповідно;

- гідропристрої системи охолодження вузлів тертя гідромотора, включаючи гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску підживлення. Гідророзподільник Рп трипозиційного, трипровідного типу з пружинним поверненням в нейтральне положення, має автоматичне гідравлічне управління шляхом підведення РР під торці золотника;

- датчик частоти обертання ДЧО вала гідромотора.

Бортовий редуктор БР планетарного типу, двоступінчастий, з вбудованим гідравлічно керованим ($p_{y,т}$) багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з обертовим корпусом, на фланці якого кріпиться провідне колесо приводу в залежності від типу робочого органа. Робота регулятора робочого об'єму здійснюється таким чином. РР з магістралей А або В постійно підводиться до штокової порожнини гідроциліндра Ц і при відсутності тиску керування p_y шток гідроциліндра встановлює блок циліндрів гідромотора на максимальний кут, відповідний максимальному робочому об'єму. При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вниз і РР направляється в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції

гідроциліндра поршень останнього зміщується вгору, що призводить до зменшення кута нахилу блоку циліндрів гідромотора і зменшенню його робочого об'єму. З'єднання штока гідроциліндра Ц з торцем золотника гідророзподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку ЗЗ – забезпечення однозначної від-повідності між положенням золотника і штоком гідроциліндра Ц. Електрогідравлічний пропорційний регулятор стежного типу забезпечує лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення струму керування на магніті гідророзподільника Р. Літерами $A, B, G, M1, T1, T2$ і U позначені отвори, виконані в корпусі гідромотора (для сполучення з насосом, дренажу та ін.).

Аналогічний ОГП ходу гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1TM є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS.

1. Вихідні дані для розрахунку:

1.1. Максимальне розрахункове колове тягове зусилля на провідних колесах $F_{\Sigma_{\text{макс}}}$ [Н] при мінімальній швидкості руху трактора $v_{\text{мін}}$ [км/год];

1.2. Максимальна швидкість руху трактора $v_{\text{макс}}$ [км/год] при мінімальному тяговому зусиллі $F_{\Sigma_{\text{мін}}}$ [Н] на провідних колесах;

1.3. Діаметр ведучого колеса $D_{\text{вк}}$ [м] (діаметр ділильного кола зубів «зірочки»);

2. Розрахунок крутних моментів і частот обертання гідромоторів.

При проектуванні гусеничного трактора для приводу обертання ведучої «зірочки» можуть бути використані швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з редукторами або високомоментні радіальнопоршневі гідромотори одноциклової або багатоциклової дії (мотор-колеса).

2.1. Визначають максимальне і мінімальне колові зусилля на одному провідному колесі («зірочці»)

$$F_{\text{вк,макс}} = \frac{F_{\Sigma_{\text{макс}}}}{2} \text{ Н}; \quad F_{\text{вк,мін}} = \frac{F_{\Sigma_{\text{мін}}}}{2} \text{ Н}, \quad (1)$$

максимальний крутний момент на ведучому колесі

$$M_{\text{вк, F макс}} = F_{\text{вк,макс}} \cdot \frac{D_{\text{вк}}}{2} \text{ Н.м}, \quad (2)$$

і крутний момент (зазвичай, близький до мінімального) при максимальній швидкості трактора

$$M_{\text{БК},F \text{ мін}} = F_{\text{БК},\text{мін}} \cdot \frac{D_{\text{БК}}}{2} = \frac{F_{\Sigma \text{ мін}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{ВХ}}}{2}, \text{ Н.м.} \quad (3)$$

2.2. Визначають частоту обертання ведучого колеса при максимальному і мінімальному тягових зусиллях (відповідають мінімальній і максимальній швидкості трактора)

$$n_{\text{БК},F \text{ макс}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{мін}}}{\pi \cdot D_{\text{БК}}} \text{ хВ}^{-1}; \quad n_{\text{БК},F \text{ мін}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{макс}}}{\pi \cdot D_{\text{БК}}} \text{ хВ}^{-1}. \quad (4)$$

2.3. При застосуванні безредукторного приводу з високомо-ментним гідромотором формули (2...4) використовуються для розрахунку робочого об'єму гідромотора і споживаної ним витрати. При застосуванні аксіально-поршневого гідромотора з редуктором визначають екстремальні частоти обертання гідромотора з урахуванням передавального відношення бортового редуктора i

$$n_{\text{М},F \text{ макс}} = n_{\text{БК},\text{мін}} \cdot i, \text{ хВ}^{-1}; \quad n_{\text{М},F \text{ мін}} = n_{\text{БК},\text{макс}} \cdot i, \text{ хВ}^{-1}. \quad (5)$$

Підтвердженням коректності вибору редуктора є отримання розрахункових максимальних значень крутного моменту і частоти обертання нижче допустимих $[M_{\text{бр},\text{макс}}]$ і $[n_{\text{бр},\text{макс}}]$.

2.4. Потужність на ведучому колесі гусениці при максимальному і мінімальному значеннях тягового зусилля

$$P_{\text{БК},F \text{ макс}} = \frac{M_{\text{БК},F \text{ макс}} \cdot n_{\text{БК},F \text{ макс}}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

$$P_{\text{БК},F \text{ мін}} = \frac{M_{\text{БК},F \text{ мін}} \cdot n_{\text{БК},F \text{ мін}}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (7)$$

не повинна перевищувати максимальної допустимої потужності для бортового редуктора або гідромотора (мотор-колеса).

3. Розрахунок робочого об'єму гідромотора і насоса, ККД ОГП, вибір трубопроводів, оливоохолоджувача і гідробака проводять за методикою, викладеною в лекції 2.

ОГП гусеничного ходу трактора повинен задовольняти вимогам технічної характеристики при максимальному тяговому зусиллі і швидкості, а сумарна споживана потужність насосів (6.48) не повинна перевищувати номінальної потужності ДВЗ.

2. Методика розрахунку тягового зусилля і вибір робочого об'єму гідромотора ОГП колісного ходу

З метою інформаційної підтримки споживачів гідромоторів при розрахунку приводу ходу транспортного засобу низка іноземних фірм надають відповідні рекомендації. На рис. 2 представлені розрахункові схеми сил, що діють на гідромотор.

1. Розглянемо методику вибору героторного гідромотора фірми «WHITE HYDRAULICS» для приводу ходу мобільної машини, згідно з якою вихідними даними є:

- 1.1. Колісна формула – загальна кількість коліс;
- 1.2. Кількість ведучих коліс (гідромотор-коліс), z ;
- 1.3. Максимальна вага машини GVW – gross (loaded) vehicle weight, Н;
- 1.4. Максимальна вага W , що припадає на одне провідне колесо (weight over each drive wheel), Н;
- 1.5. Радіус колеса по шині r , м;
- 1.6. Максимальна швидкість машини $v_{\text{макс}}$, км/год;
- 1.7. Необхідне прискорення $v_{\text{макс}} / t$ [м/с²] – розгін до заданої максимальної швидкості $v_{\text{макс}}$ [км/год] за час t [с];
- 1.8. Максимальний ухил при русі машини на підйом, %;
- 1.9. Характеристика покриття;
- 1.10. Передавальне відношення редуктора між гідромотором і ведучим колесом (при необхідності установки редуктора).

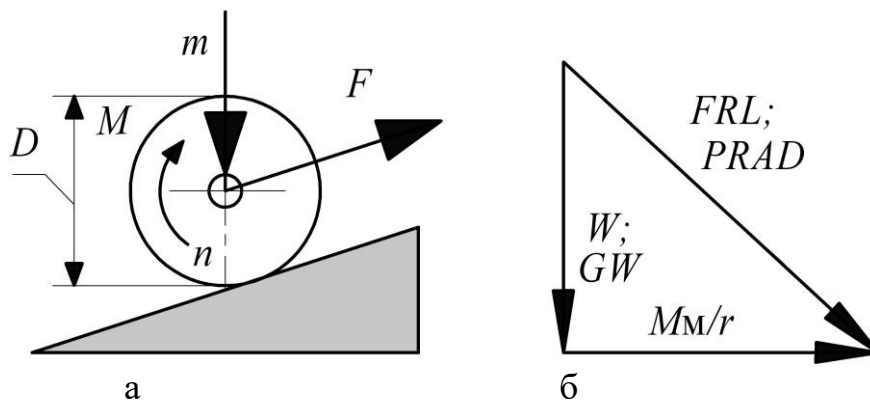


Рис. 2. Розрахункова схема фірми «SAI» для визначення робочого об'єму гідромотора приводу ходу (а) і векторна діаграма радіального навантаження на вал (б) фірм «WHITE HYDRAULICS» (США) і «M+S HYDRAULIC» (Болгарія) у відповідних позначеннях

2. Максимальну частоту обертання гідромотора, що забезпечує максимальну швидкість машини, визначають за формулою

$$n_{\text{макс}} = \frac{10^3}{60} \cdot i \frac{v_{\text{макс}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}} = 2,65 \cdot i \frac{v_{\text{макс}}}{r}, \text{ хв}^{-1}, \quad (8)$$

де $d_{\text{в}}$ і r – діаметр і радіус ведучого колеса, м,

i – передавальне відношення редуктора між гідромотором і ведучим колесом ($i = 1$ при безредукторному приводі).

3. Розрахунок максимального крутного моменту гідромотора. Для вибору робочого об'єму гідромотора необхідно визначити попередньо максимальне тягове зусилля, залежне від низки факторів

$$F_{\Sigma TE} = F_{RR} + F_{GR} + F_{FA} + F_{DP}, \text{ Н}, \quad (9)$$

де F_{RR} – сила, необхідна для подолання опору кочення між колесом і ґрунтом, Н,

F_{GR} – сила, необхідна для подолання підйому, Н,

F_{FA} – сила, необхідна для забезпечення прискорення, Н,

F_{DP} – сила, необхідна для буксирування інших транспортних засобів або обладнання (drawbar pull required), Н.

3.1. Силу, необхідну для подолання опору кочення між колесом і ґрунтом, визначають за формулою

$$F_{RR} = 10^{-3} f_{RR} \cdot GVW, \text{ Н}, \quad (10)$$

де f_{RR} – коефіцієнт опору між колесом і ґрунтом (rolling resistance), значення якого наведені в табл. 1.

3.2. Силу, необхідну для подолання максимального кута підйому, розраховують за формулою

$$F_{GR} = 10^{-2} GR \cdot GVW, \text{ Н}, \quad (11)$$

де GR – ухил [%]

$$GR = \sin \frac{h}{L} \cdot 100, \%, \quad (12)$$

h і L – висота і довжина підйому відповідно, м.

3.3. Силу, необхідну для забезпечення необхідного прискорення, розраховують за формулою

$$F_{FA} = \frac{10^3 v \cdot m}{3600 \cdot t} = \frac{10^3 v \cdot GVW}{3600 \cdot t \cdot g} = \left[\frac{10^3 \text{ м} \cdot \text{Н} \cdot \text{с}^2}{3600 \text{ с}^2 \cdot 9,81 \cdot \text{м}} \right] = \frac{v \cdot GVW}{35,32 \cdot t}, \text{ Н}, \quad (13)$$

де t – проміжок часу [с], за який досягається максимальна швидкість $v_{\text{макс}}$ [км/год] руху машини, а ставлення $v_{\text{макс}} / t$ є прискоренням,

m – маса машини, що визначається як відношення максимальної ваги GVW до прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$

$$m = \frac{GVW}{g} \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \right], \text{ кг}. \quad (14)$$

Таблиця 1 – Коефіцієнти опору між колесом і ґрунтом

Тип дорожнього покриття	f_{RR}	Тип дорожнього покриття	f_{RR}
1. Бетон якісний	10	10. Булижник звичайний	55
2. Бетон задовільний	15	11. Булижник нерівний	37
3. Бетон нерівний	20	12. Сніг товщиною 50 мм	25
4. Асфальт якісний	12	13. Сніг товщиною 100 мм	37
5. Асфальт сухий	17	14. Ґрунт гладкий	25
6. Асфальт нерівний	22	15. Ґрунт піщаний	37
7. Щебінь рівний	15	16. Бруд або глина	37..150
8. Щебінь задовільний	22	17. Пісок м'який	60...150
9. Щебінь нерівний	37	18. Пісок, дюни	160...300

3.4. Визначення додаткової сили F_{DP} , необхідної для буксирування інших транспортних засобів (drawbar pull required). Якщо відома маса (вага) буксированого вантажу, то силу F_{DP} визначають за попередніми формулами.

3.5. Визначають сумарну силу $F_{\Sigma TE}$.

3.6. Крутний момент гідромотора визначають за формулою

$$M_M = \frac{F_{\Sigma TE} \cdot r}{z \cdot i}, \text{ Н.м}, \quad (15)$$

де z – число гідромоторів приводу ходу в мобільній машині, шт.

3.7. Момент буксування (wheel slip) визначають за формулою

$$M_{TS} = \frac{W \cdot f \cdot r}{i}, \text{ Н.м}, \quad (16)$$

де W – максимальне навантаження (вага), що припадає на гідромотор (колесо), Н,

f – коефіцієнт тертя: $f = 0,3$ – сталь по сталі; $f = 0,5$ – гумова шина по ґрунту; $f = 0,6 \dots 0,8$ – гумова шина по твердій поверхні;

$f = 0,7$ – гумова шина по цементному покриттю (бетону).

Для виключення буксування необхідне виконання умови

$$M_{TS} > M_M. \quad (17)$$

4. Визначення радіального навантаження на вал гідромотора.

При використанні гідромотора як мотор-колеса, коли на його вал діє радіальне навантаження, необхідно провести вибір гідромотора за каталогом з урахуванням забезпечення його функціонування при заданих максимальному навантаженні і необхідній довговічності, яка залежить від використовуваних у його конструкції підшип-ників кочення вала.

Повну радіальну силу навантаження, що діє на вал гідромотора, визначають за формулою (рис. 2,б)

$$F_{RL} = \sqrt{W^2 + \left(\frac{M_M}{r}\right)^2}, \text{ Н}, \quad (18)$$

де $\frac{M_M}{r}$ – сила, що розвивається гідромотором під час руху, Н.

5. Вибір конструктивного виконання і робочого об'єму гідромотора проводять за каталогом на основі отриманих розрахункових даних за максимальними значеннями частоти обертання, крутного моменту і радіального навантаження, що діє на вал.

Розглянемо приклад розрахунку гідромотора фірми «WHITE HYDRAULICS» для ОГП з такими вихідними даними:

- 1.1. Колісна формула (загальна кількість коліс $z = 4$);
- 1.2. Кількість ведучих коліс (мотор-колес) $z = 2$;
- 1.3. Максимальна вага машини $GVW = 7000$ Н;
- 1.4. Максимальна вага, яка припадає на одне провідне колесо, $W = 1750$ Н;
- 1.5. Радіус колеса по шині $r = 0,406$ м (або 16");
- 1.6. Необхідне прискорення $v_{\text{макс}} / t$ [м/с²] – розгін до заданої максимальної швидкості $v_{\text{макс}} = 8$ км/год за час $t = 10$ с;
- 1.7. Максимальний ухил $GR = 20\%$;
- 1.8. Характеристика покриття – асфальт нерівний ($f_{RR} = 22$ згідно з табл. 1);
- 1.9. Передавальне відношення між гідромотором і ведучим колесом $i = 1$ (безредукторний привод).

Отримані в прикладі значення параметрів тягового зусилля і співвідношення складових сил наведені в табл. 2. Крутний момент гідромотора повинен бути не менше $M_M = 347,65$ Н.м, момент буксування становить $M_{TS} = 426,3$ Н.м, максимальна частота обертання $n_{\text{макс}} = 52,2$ хв⁻¹, а максимальне радіальне навантаження на вал гідромотора $F_{RL} = 1948,26$ Н.

Таблиця 2 – Співвідношення сил при розрахунку тягового зусилля мобільної колісної машини

Зусилля	$F_{\sum TE}$	F_{RR}	F_{GR}	F_{FA}	F_{DP}
Значення, Н	1712,55	154	1400	158,55	0
Співвідношення, %	100	9	81,7	9,3	0

Таким чином, основною силою є сила F_{GR} (81,7%), яка необхідна для переміщення машини на підйомі, а сума сил опору ґрунту F_{RR} та необхідна для створення прискорення F_{FA} не перевищує 20 % від сумарної сили опору $F_{\sum TE}$.

З формули (15) можна отримати екстремальні значення тягового зусилля, що забезпечуються героторними гідромоторами. Наприклад, при використанні чотирьох гідромоторів-коліс ($z = 4$) і при відмові від проміжного редуктора між гідромотором і маточиною ведучого колеса ($i = 1$)

$$F_{\sum TE \text{ макс}} = 10^{-3} \frac{M_M \cdot z}{r}, \text{ кН}, \quad (19)$$

максимальне тягове зусилля складе 33 кН при крутному моменті 3342 Н.м гідромотора серії DT з робочим об'ємом 2100 см³ і застосуванні 4-х гідромоторів (по два на вісь) і радіусі колеса $r = 0,4$ м. При застосуванні гідромоторів серії RS з робочим об'ємом 50 см³ в машині з одним ведучим мостом тягове зусилля складе не більше 0,5 кН.

Відзначимо, що максимальне тягове зусилля, що створюється, наприклад, чотирма радіальнопоршневими гідромоторами багатоциклової дії фірми «ROCLAIN HYDRAULICS» серії MS з робочим об'ємом MS 15000 см³, може досягати 300 кН при перепаді тисків 32 МПа і $r = 1$ м.

Базова довговічність гідромоторів в 2000 годин забезпечується при частоті обертання 100 хв⁻¹. В залежності від реальної в експлуатації або так званої «робочої» частоти обертання довговічність героторного гідромотора підлягає коригуванню згідно з табл. 3.

Таблиця 3 – Коригувальний коефіцієнт довговічності гідромотора фірми «WHITE HYDRAULICS» в залежності від відхилення частоти обертання від 100 хв⁻¹

Частота обертання гідромотора, хв ⁻¹	50	100	200	300	400	500	600	700	800
Коригувальний коефіцієнт	1,23	1,0	0,81	0,72	0,66	0,62	0,58	0,56	0,5

Допустиме радіальне навантаження на вал гідромотора залежить від відстані його застосування і частоти обертання

$$F_{RL} = \frac{F_{RL_{\max}}}{n} \cdot \frac{25000}{95 + L} [daH] = \frac{F_{RL_{\max}}}{n} \cdot \frac{250}{95 + L}, \text{ кН}, \quad (20)$$

де $F_{RL_{\max}}$ – максимальне навантаження на вал гідромотора (за каталогом), Н,

n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

L – відстань від фланця гідромотора до прикладання радіального навантаження F_{RL} на його вал, мм.

Методики розрахунку фірм «M+S HYDRAULIC» та «WHITE HYDRAULICS» практично збігаються, тільки для зручності розрахунків фірма «M+S HYDRAULIC» наводить значення ухилу й кута підйому транспортного засобу (табл. 4) і рекомендує враховувати опір повітря шляхом уведення у формулу (9) коефіцієнта 1,1.

Таблиця 4 – Значення ухилу і кута підйому транспортного засобу

Ухил, %	α , градуси	Ухил, %	α , градуси	Ухил, %	α , градуси
1	0°35 ¹	8	4°35 ¹	20	11°19 ¹
2	1°9 ¹	10	5°43 ¹	25	14°3 ¹
5	2°51 ¹	12	6°5 ¹	32	18°
6	3°26 ¹	15	8°31 ¹	60	31°

Фірма «SAI» (Італія) на основі великого практичного досвіду застосування радіальнопоршневих гідромоторів одноциклової дії в мобільних машинах рекомендує таку формулу для розрахунку тягового зусилля і відповідно, крутного моменту (15) на провідному колесі шини або гусениці

$$F = \frac{9,81 \cdot m \cdot R}{N} \left[\frac{m \cdot \text{кг}}{10^2 \text{ с}^2} \% \right] = \frac{10^{-2} 9,81 \cdot m \cdot R}{N}, \text{ Н}, \quad (21)$$

де m – маса транспортного засобу, кг,

$R = \sin$ (slope angle or traction resistance) – тяговий опір, обумовлений на основі дослідних даних фірми «SAI» для транспортних засобів різних типів (табл. 5), %,

N – кількість ведучих коліс із гідромоторами, шт.,
 D – діаметр ведучого колеса, м.

Таблиця 5 – Технічні характеристики умов експлуатації машин з гідромоторами фірми «SAI»

Тип машини	Характеристика машини		
	км/год	R , %	кількість мотор-колес
Снігохід гусеничний	20...25	100...110	2
Дорожній коток	12	25...30	2
Перевізник бетону (міксер)	25	50...60	4
Екскаватор гусеничний	5	50...60	2
Екскаватор колісний	25	60...70	4
Самоскид	20...25	100	4
Навантажувач вилковий	20...25	25...35	2
Навантажувач ківшовий	10...15	50...80	4
Трактор колісний	25...50	100	2
Розпилювач для дерев	25...30	35...40	4
Складальник фруктів	0,5...20	60...80	1
Розпилювач для овочів	0,5...25	40...60	4

Теоретичний робочий об'єм гідромотора дорівнює

$$V_M = \frac{M_M}{0,159 \cdot \Delta p} = 6,29 \frac{M_M}{\Delta p}, \text{ см}^3, \quad (22)$$

де Δp – перепад тисків на гідромоторі, МПа.

Фірма «SAI» наводить формулу для розрахунку робочого об'єму з урахуванням гідромеханічного ККД гідромотора $\eta_M = 0,98$ і розмірності тиску в [Bar]

$$V_M = 64,08 \frac{M_M}{\Delta p} \text{ см}^3. \quad (23)$$

З прикладу розрахунку фірми «WHITE HYDRAULICS» підставимо значення $G = 7000$ Н і $D = 2r = 0,812$ м у формулу (21)

$$F = \frac{9,81 \cdot m \cdot R}{N} = \frac{9,81 \cdot G \cdot R}{10^2 \cdot N \cdot 9,81} = \frac{7000(25...80)}{10^2 \cdot 2} = 875...2800 \text{ Н}, \quad (24)$$

$$M_m = \frac{F \cdot D}{2} = \frac{(875 \dots 2800) \cdot 0,812}{2} = 355,25 \dots 1136,8 \text{ Н.м}, \quad (25)$$

де значення опору R прийнято для двох екстремальних за навантажувальними режимами машин (див. табл. 5): $R = 25\%$ – для дорожнього котка; $R = 80\%$ – для ківшового навантажувача.

Для дорожнього котка значення крутного моменту практично збігаються, а для ківшового навантажувача більш ніж у три рази перевищують розрахункові значення для героторних гідромоторів.

Отримаємо теоретичні екстремальні значення робочого об'єму гідромотора (22)

$$V_m = 6,29 \frac{M_m}{\Delta p} = 6,29 \frac{355,25 \dots 1136,8}{21} = 100,4 \dots 340,5 \text{ см}^3. \quad (26)$$

Таким чином, некоректний облік опору руху для транспортної машини, який не ґрунтується на фактичному стані дорожнього покриття та умов експлуатації, може призвести до помилки при виборі робочого об'єму гідромотора більш ніж в три рази.

3. Методика розрахунку рульового керування з героторним насосом-дозатором для позашляхових колісних машин. Застосування клапанів пріоритету

При проектуванні ОГП рульового механізму хід поршня гідроциліндра і зусилля, що розвивається останнім, є відомими на підставі даних попереднього розрахунку кінематики та силової взаємодії ланок рульового механізму. Зважаючи на застосовувані гідроциліндри, насоси-дозатори і насоси подачі РР, у рульовому механізмі робочий тиск приймають мінімальним із номінальних значень за каталогами для трьох з вищевказаних гідропрістроїв .

1. Розрахунок параметрів гідроциліндра (гідроциліндрів) згідно схемам на рис. 3.

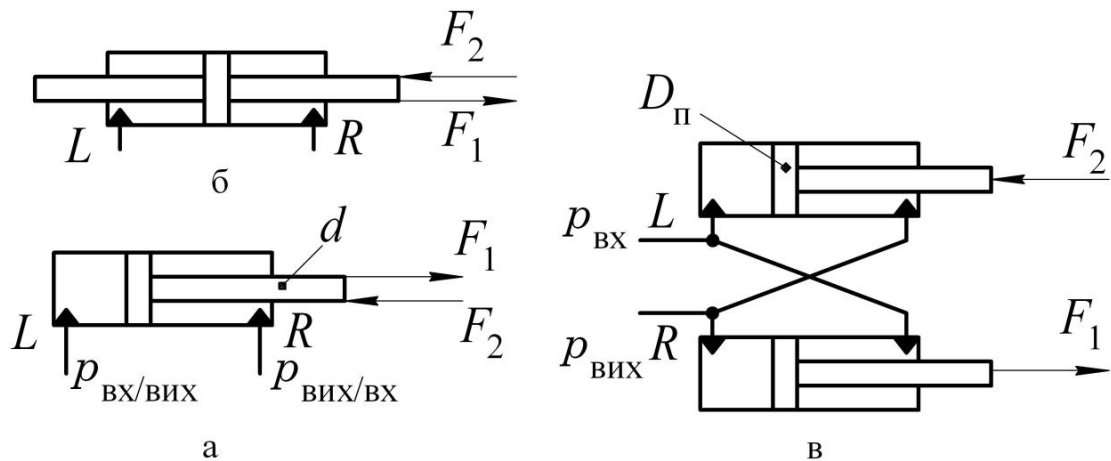


Рис. 3 – Геометричні параметри гідроциліндрів

Залежно від кінематичної схеми гідроциліндрів розрахунок діаметра поршня і штока ведуть за формулами:

1.1. Для гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 3,а) за формулами (1...5), приведеними в лекції 2;

1.2. Для двоштокового гідроциліндра (рис. 3,б) незалежно від підведення РР до порожнини L або R діаметр поршня гідроциліндра визначають за формулою

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{1(2)}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + d^2}, \text{ мм}; \quad (27)$$

1.3. Для тандем-циліндрів з перехресним з'єднанням порожнин (рис. 3,в) і відсутності протитиску ($p_{\text{вих}} = 0$) формула для визначення діаметра поршня має вигляд

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{2F_{\Sigma}}{\pi \cdot p_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}} + \frac{d^2}{2}}, \text{ мм}, \quad (28)$$

де $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$ – сумарне зусилля двох гідроциліндрів, Н,

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідроциліндр, МПа,

d – діаметр штока гідроциліндра, мм,

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра.

Діаметр поршня і штока округлюють до стандартних значень, наведених вище.

2. Робочий об'єм гідроциліндра визначають за формулами:

2.1. Для поршневої порожнини одноштокового або плунжерного гідроциліндра

$$V_{\text{п.п}} = 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{п}}^{*2} \cdot l_{\text{п}}, \text{см}^3; \quad (29)$$

2.2. Для двоштокового гідроциліндра або для штокової порожнини однопоршневого гідроциліндра

$$V_{\text{шт.п}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^{*2} - d^{*2}) \cdot l_{\text{п}}, \text{см}^3; \quad (30)$$

2.3. Для тандем-циліндрів

$$V_{\text{п.с}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (2D_{\text{п}}^{*2} - d^{*2}) \cdot l_{\text{п}}, \text{см}^3, \quad (31)$$

де $D_{\text{п}}^*$; d^* і $l_{\text{п}}$ – округлені діаметри поршня, штока, і хід, відповідно, мм.

3. Робочий об'єм насоса-дозатора визначають за формулою

$$V_{\text{р}} = V / i, \text{см}^3, \quad (32)$$

де V – робочий об'єм гідроциліндра, визначений за формулами (29...31), причому для одноштокового гідроциліндра підставляють значення робочого об'єму поршневої порожнини, см^3 ,

i – кількість повних обертів рульового колеса з одного крайнього положення в інше, зазвичай призначають у межах

$$i = 3...5. \quad (33)$$

Значення робочого об'єму округлюють до найближчого з ряду насосів-дозаторів, наприклад: 50; 80; 100; 125; 160; 200; 315; 400; 500; 630; 800 і 1000 см^3 .

2. Визначають подачу насоса при частоті обертання рульового колеса на режимах аварійного керування при відмові насоса $n_{\text{вод}} = 50 \text{ хв}^{-1}$ і нормального функціонування $n_{\text{вод}} = 100...150 \text{ хв}^{-1}$ ($n_{\text{вод}} = 50...100 \text{ хв}^{-1}$ за даними фірми «M+S HYDRAULIC»)

$$Q_{\text{н}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot n_{\text{вод}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{р}} \cdot (50...150), \text{л/хв}, \quad (34)$$

і його робочий об'єм без урахування коефіцієнта подачі

$$V_{\text{н}} = 10^3 \frac{Q_{\text{н}}}{n_{\text{н}}}, \text{см}^3, \quad (35)$$

де n_n – частота обертання насоса, хв^{-1} .

Отримане значення робочого об'єму округлюють до більшого з ряду шестеренних насосів, наприклад, типу НШ виробництва ВАТ «Гідросила»: $V_n = 4; 6,3; 10; 12,5; 16$ і 20 см^3 .

4. Застосування клапанів пріоритету в ОГП мобільних машин

Клапан пріоритету (термінологія відповідно до каталогів інофірм) призначений для підведення РР до двох споживачів одночасно, маючи можливість автоматичного забезпечення пріоритету тільки для одного зі споживачів при наявності відповідного керуючого сигналу. Звичайно клапан пріоритету застосовують в ОГП рульового керування колісних транспортних засобів і технологічного устаткування в тому випадку, коли джерелом гідравлічної потужності РР є загальний насос. Клапан пріоритету застосовують також в ОГП обертання вентилятора системи охолодження РР, де залежно від її температури вся витрата насоса направляється до гідромотора для створення максимальної частоти обертання вентилятора (у випадку перегріву РР) або скеровується до іншого споживача, наприклад, для фільтрації РР, або в гідробак за необхідності прогрівання гідросистеми.

Конструктивно клапан пріоритету ПК у складі ОГП колісного трактора (рис. 4) являє собою гідророзподільник золотникового типу з гідравлічним пропорційним керуванням (на гідравлічній принциповій схемі зображується як двопозиційний, трипроводний золотник із пружинним поверненням у стартову позицію, а лінії, розташовані паралельно золотнику, вказують на пропорційність переміщення. До складу ОГП входять також насос Н з регульованим робочим об'ємом, блок А з насосом-дозатором НД і реверсивним гідророзподільником Рнд для керування гідроциліндрами Ц1 і Ц2 повороту коліс, блок Б гідророзподільників для гідроциліндрів і гідромоторів технологічного устаткування. До пріоритетного клапана ПК підводиться витрата від насоса Н під тиском p , а через відведення CF і EF подається витрата до споживачів ОГП, причому відведення CF постійно сполучене із пріоритетним споживачем (насосом-дозатором НД) незалежно від положення золотника пріоритетного клапана. Пружина постійно впливає на правий торець золотника і за відсутності тиску в гідросистемі останній займає положення, при якому лінія p нагнітання насоса сполучена тільки з відведенням CF . Лінія керування p_a з боку лівого торця постійно сполучена з лінією CF , а до правого торця підводиться тиск p_b від лінії $LS_{нд}$ гідророзподільника Рнд насоса-дозатора НД.

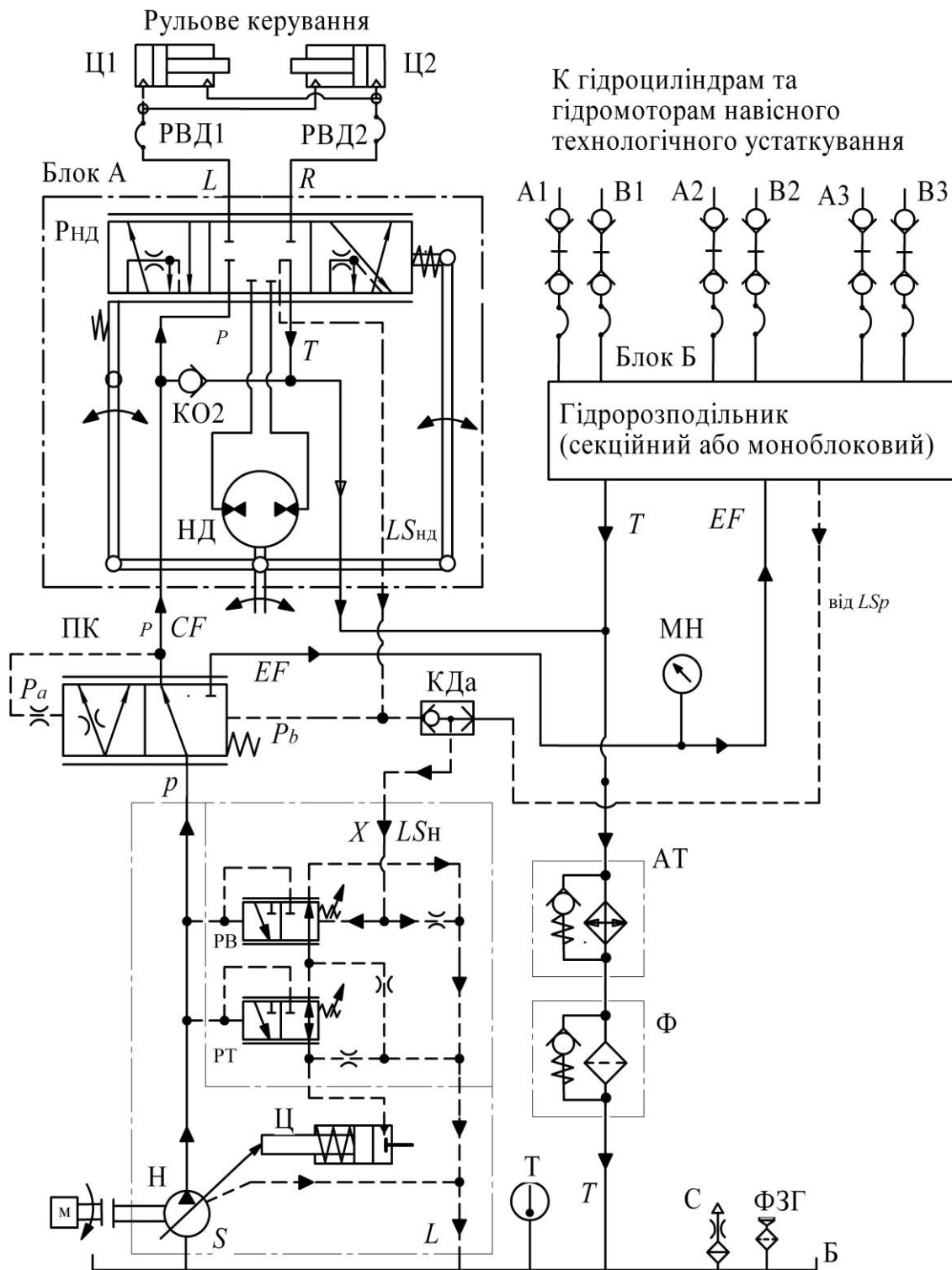


Рис. 4 – Гідравлічна принципова схема ОГП з клапаном пріоритету в лінії нагнітання регульованого насоса

Комунікації каналів у гідророзподільнику Рнд виконані так, щоб у нейтральному положенні лінія $LS_{нд}$ була сполучена із зливом T в гідробак Б. При такому нейтральному положенні гідророзподільника, що відповідає руху транспортного засобу прямолінійно, тиск в лінії p_b дорівнює тиску зливу T і золо-

тник пріоритетного клапана зміщується вправо, забезпечуючи через канал EF підведення РР до блоку Б гідророзподільників технологічного устаткування.

За необхідності повороту транспортного засобу відхиляють кермо в необхідному напрямі, що призводить до відповідного зміщення золотника гідророзподільника Рнд. При цьому лінія $LS_{нд}$ сполучається з лінією тиску одного з гідроциліндрів Ц1 або Ц2 повороту коліс, тиски в торцевих камерах вирівнюються $p_a = p_b$ і пружина переміщує золотник ПК вліво і вся витрата РР надходить до насоса-дозатора НД через канал CF , здійснюючи пріоритет функціонування рульовому керуванню. При припиненні повороту нейтральне положення золотника розподільника Рнд забезпечує подання РР до блоку Б і ОГП технологічного устаткування.

Запитання:

1. Який вид має структурна схема гусеничного трактора ТС-10 з ОГП бортового ходу ?
2. Які необхідні вихідні дані для розрахунку ОГП бортового ходу ?
3. Який алгоритм має методика розрахунку тягового зусилля бортового ходу ?
4. Який алгоритм має методика розрахунку тягового зусилля і вибір робочого об'єму гідромотора ОГП колісного ходу мобільної машини ?
5. Який алгоритм має методика розрахунку рульового керування з героторним насосом-дозатором для позашляхових колісних машин ?
6. Яким чином застосовують клапан пріоритету в ОГП мобільних машин ?

Лекція 4. Методика розрахунку динаміки ОГП з гідроциліндрами приводів технологічного обладнання

План лекції:

1. Розгляд і аналіз гідравлічної принципової схеми ОГП стріли мобільного підйомника з робочою платформою (МПП) на полігоні ХНАДУ;
2. Математична модель МПП стріли з двома паралельними гідроциліндрами;
3. Складання блоків VisSim згідно математичній моделі;
4. Завдання циклів навантаження та витрати робочої рідини;
5. Аналіз результатів зміни швидкості та часу переміщення гідроциліндрів при використанні дроселя та регулятора постійності витрати;
6. Урахування перемінних значень об'ємів поршневих порожнин при пересуваннях гідроциліндрів на коливальні процеси в ОГП;
7. Аналіз впливу модуля пружності робочої рідини на коливання тиску в ОГП;
8. Завдання витрати робочої рідини від струму для пропорційних гідророзподільника або дроселя.

Мобільні підйомники з робочими платформами (МПП) знайшли широке застосування при виконанні робіт в будівництві, технологічному обслуговуванні будинків, споруд та доріг, при ліквідації аварій і пожеж у висотних будинках, а також у багатьох інших ситуаціях. Зростання висотності будівель і поява вітроенергетичних установок привели до створення МПП з висотою підйому платформи до 112 м і корисною масою до 700 кг.

Попередній аналіз показав, що ОГП повсюдно використовується для приводів основного технологічного (робочого) обладнання МПП, а також для приводу пересування самохідних шасі колісного та гусеничного типів, і забезпечує безпеку персоналу, що знаходиться на робочій платформі

Статичний розрахунок ОГП мобільних машин різного призначення досить детально розглянутий в попередніх роботах.

Також розглянута в літературі робота ОГП з дросельним керуванням, зокрема з використанням регуляторів постійності витрати.

Математичні моделі динаміки ОГП з використанням пакетів прикладних програм SIAM і подальше VisSim розглянуті в роботах, які проводилися під керівництвом видатного вченого проф. З. Я. Лур'є.

Відоме імітаційне моделювання динаміки ОГП рульового керування трактора за допомогою гідроциліндрів не враховувало зміни об'ємів робочої рідини (РР) в їх порожнинах.

Таким чином, для проведення моделювання роботи ОГП підйому стріли МПП-ХНАДУ прийняте рішення за допомогою математичних моделей провести розрахунки тиску та швидкості гідроциліндрів з урахуванням впливу змінних значень об'ємів РР в порожнинах гідроциліндрів, модуля пружності РР та виконати аналіз впливу типу дроселя на час переміщення гідроциліндрів.

Слід відмітити, що аналіз динамічних характеристик, зокрема зміни швидкості та тиску в ОГП від часу регулювання витрати через дросель і

зовнішнього навантаження, модуля пружності і об'ємів РР в їх порожнинах є важливою складовою частиною створення сучасних МПРП.

На рис. 1 зображена розрахункова схема ОГП підйому-опускання стріли МПРП-ХНАДУ за допомогою двох гідроциліндрів Ц1 і Ц2, яка спільно з гідрозамком ЗМ створює блок А. До насосної установки входять пластинчастий насос Н з приводним електродвигуном Е, напорний фільтр Ф зі зворотним клапаном КО та індикатором ІЗ забрудненості РР, запобіжний клапан КП непрямої дії (має основний КП1 та пілотний КП2 клапани тиску), манометр МН з перемикачем ПМ, електроконтактний термометр Т, повітряний фільтр С (сапун), заправна горловина ФЗГ та гідробак Б. Для реверсування напрямку переміщення гідроциліндрів встановлений трипозиційний чотирипровідний гідророзподільник Р з електромагнітним керуванням (електромагніти позначені як У1 і У2). Вихідні отвори А і В гідророзподільника Р поєднані з гідрозамком ЗМ рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. Для регулювання швидкості поршнів встановлений дросель ДР з пропорційним електромагнітом У3.

Високий тиск нагнітання насоса Н і тиск після дроселя ДР позначені як p_n і p_1 , відповідно. Отвори зливу РР в гідробак Б позначені буквами Т, Т1 і Т2.

З метою контролю роботи ОГП та його керування встановлені перетворювачі тиску ПД1 і ПД2 в безштокових та штокових отворах, відповідно, та перетворювач синхронного переміщення штоків ДП. Блок управління та сигналів перетворювачів дозволяє забезпечити реверсування та змінювати швидкість переміщення гідроциліндрів Ц1 і Ц2 за допомогою електромагнітів У1...У3.

На штока гідроциліндрів діють сили опору зовнішнього навантаження F_{zn} , тиску РР, напівсухого $F_{тр}$ і рідинного $F_{р.тр}$ тертя. При побудові математичної моделі ОГП приймаємо наступні допущення:

- коефіцієнти витрати μ , щільність ρ і модуль E об'ємної пружності РР приймаємо постійними, рівними середнім значенням;
- нехтуємо витоками в елементах ОГП в порівнянні зі значеннями витрат в порожнинах гідроциліндра;
- не враховуємо хвилеві процеси в трубопроводах з причини їх невеликої довжини і великого діаметру;
- тиск на виході насоса p_n при включенні розподільника приймаємо постійним, який налаштований запобіжним (переливним) клапаном КП.

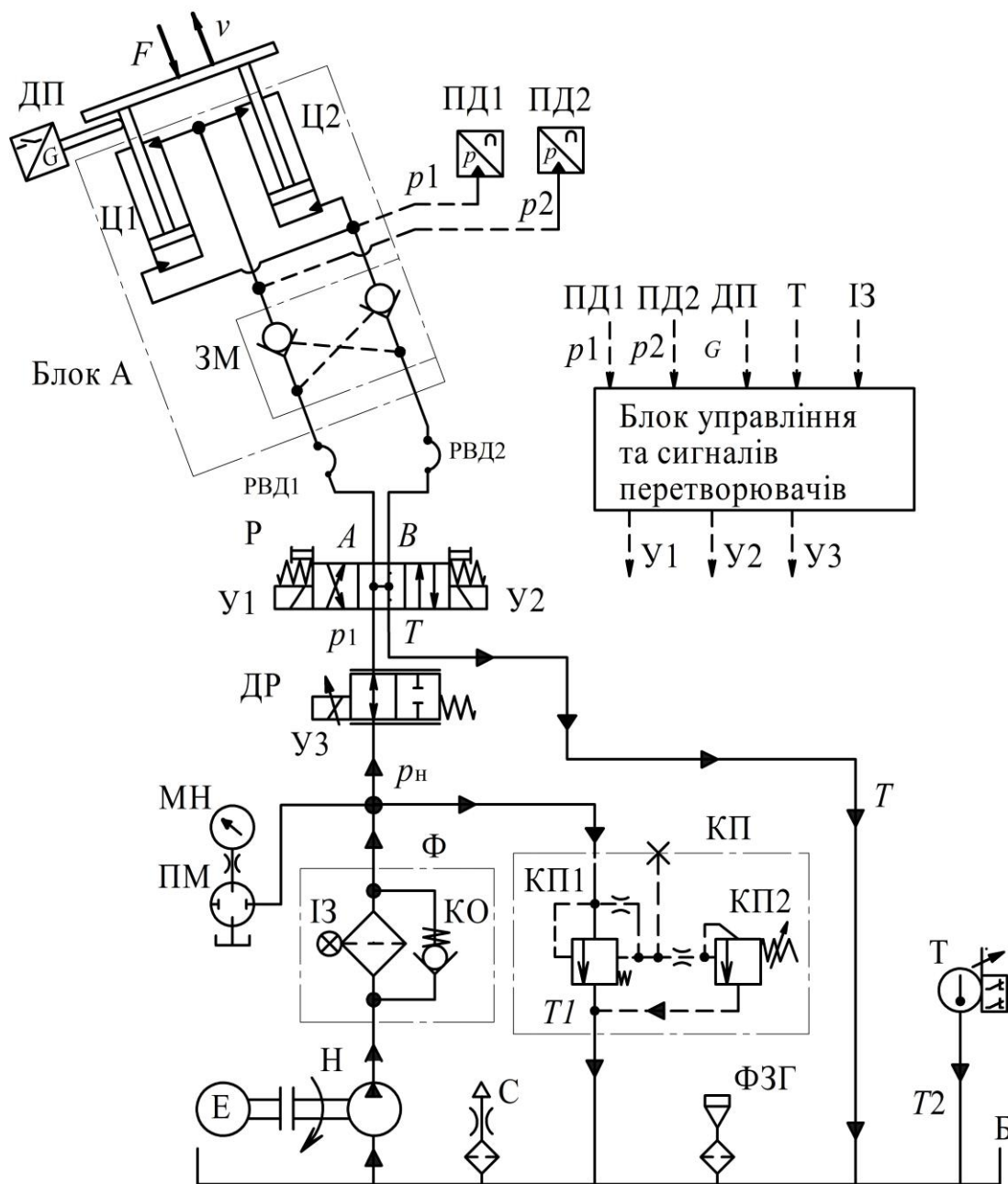


Рис. 1 – Розрахункова схема динаміки ОГП стріли

Візьмемо за основу математичну модель ОГП поступального руху з урахуванням прийнятих допущень да з введенням доповнень, які пов'язані з використанням двох паралельних гідроциліндрів, перемінних значень об'ємів порожнин гідроциліндрів і завданням витрати та зовнішнього навантаження в повному циклі підйому гідроциліндрів за допомогою числових блоків мар-VisSim.

Витрата в поршневих порожнинах гідроциліндрів Ц1 і Ц2 має форму запису

$$Q_{\text{пш}} = 2S_{\text{п}} \cdot v + \frac{V_{\text{пш}} + 2S_{\text{п}} \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (1)$$

і в нормальній формі Коши відносно похідної \dot{p}_1 знайдемо значення тиску

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{Q_{III} - 2S_{II} \cdot v}{V_{III} + 2S_{II} \cdot y} \cdot E; \quad p_1 = \int_0^{t_k} dp_1 dt, \quad (2)$$

яке при зручній для аналізу розмірності

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{Q_{III} - 2S_{II} \cdot v}{V_{III} + 2S_{II} \cdot y} \cdot E = \frac{\text{л / хв} - 60 \cdot 10^{-6} \cdot 2(\text{мм}^2 \cdot \text{м / с})}{\text{л} + 10^{-6} \cdot 2(\text{мм}^2 \cdot \text{м})} \text{МПа} =$$

$$\frac{\text{л / хв} - 60 \cdot 10^{-3} \cdot 2\text{л / хв}}{\text{л} + 10^{-3} \cdot 2\text{л}} \text{МПа},$$

має вигляд

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{Q_{III} - 60 \cdot 10^{-3} \cdot 2S_{II} \cdot v}{V_{III} + 10^{-3} \cdot 2S_{II} \cdot y} \cdot E; \quad p_1 = \int_0^{t_k} dp_1 dt, \quad (3)$$

де Q_{III} – витрата РР крізь дросель на вході в гідроциліндри, л/хв,

S_{II} – ефективна площа поперечного перерізу поршневої порожнини діаметром D_{II} [мм] (для двох гідроциліндрів маємо $2S_{II}$), мм^2 ,

v – швидкість поршнів, м/с,

y – переміщення поршнів, м,

V_{III} – початковий об'єм РР в поршневих порожнинах, дм^3 ,

E – модуль пружності РР, МПа.

Витрата РР в штокових порожнинах гідроциліндрів дорівнює

$$Q_{III} = 2S_{III} \cdot v - \frac{V_{III} - 2S_{III} \cdot y}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (4)$$

чи в нормальній формі Коши відносно похідної \dot{p}_2 знайдемо значення тиску

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{2S_{III} \cdot v - Q_{III}}{V_{III} - 2S_{III} \cdot y} \cdot E; \quad p_2 = \int_0^{t_k} dp_2 dt, \quad (5)$$

яке при зручній для аналізу розмірності має вигляд

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{60 \cdot 10^{-3} \cdot 2S_{\text{шп}} \cdot v - Q_{\text{шп}}}{V_{\text{шп}} - 10^{-3} \cdot 2S_{\text{шп}} \cdot y} \cdot E; \quad p_2 = \int_0^{t_k} dp_2 dt, \quad (6)$$

де $Q_{\text{шп}}$ – витрата РР крізь дросель на виході з гідроциліндрів, л/хв,
 $S_{\text{шп}}$ – ефективна площа поперечного перерізу штокової порожнини діаметром, яка з різницею між площами поршня та штока (для двох гідроциліндрів маємо $2S_{\text{шп}}$), мм²,
 $V_{\text{шп}}$ – початковий об'єм РР в штокових порожнинах, дм³.
Рівняння руху штоків навантажених гідроциліндрів має вид

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [2S_{\text{п}} p_1 - 2S_{\text{шп}} p_2 - F_{\text{зн}} - F_{\text{ртр}} - F_{\text{тр}}], \quad v = \int_0^{t_k} \dot{v} dt, \quad y = \int_0^{t_k} v dt, \quad (7)$$

де m – маса рухомих частин стріли, кг,
 $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр0}} \cdot \text{sign } v$ – сила напівсухого тертя, Н,
 $F_{\text{тр0}}$ – модуль тертя, Н,
 $F_{\text{р.тр}} = \beta \cdot v$ – сила рідинного тертя, Н,
 β – коефіцієнт рідинного тертя.

Якщо розв'язати систему рівнянь (2; 5 та 7) відносно однієї зі змінних p_1 , p_2 , v та y , то отримаємо нелінійні, неоднорідні диференціальне рівняння третього порядку. Для однозначного вирішення необхідно мати в розпорядженні початкові умови (ПУ). ПУ умови для тисків задаємо з рівняння статичної рівноваги гідроциліндрів з максимальним зовнішнім навантаженням, що також дає можливість встановити максимальне значення тиску на виході з насосу, тобто значення налаштування запобіжного клапана КП.

Рішення рівняння рівноваги без урахування гідромеханічних втрат в гідроциліндрах відносно тиску на їх вході p_1 має вигляд

$$p_1 = \frac{F_{\text{зн}} - 2S_{\text{шп}} \cdot p_2}{2S_{\text{п}}}, \quad \text{МПа}, \quad (8)$$

де $F_{\text{зн}}$ – зовнішнє навантаження (зазвичай задають максимальне статичне значення $F_{\text{зн}} = F_{\text{зн.макс}}$, Н,

p_2 – тиск на злив (виході) з гідроциліндрів, значення якого приймають 0,2...0,5 МПа.

Таким чином, в інтегратори встановлюємо відповідні значення p_1 і p_2 .

Для ПУ швидкості встановлюється значення встановленого руху гідроциліндрів за формулою

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\text{шп}}}{0,06 \cdot 2S_{\Pi}}, \text{ м/с.} \quad (15)$$

Для ПУ переміщення задаємо $y(0) = 0$ – початок переміщення.

Повний час переміщення гідроциліндрів з повним ходом l_{Π} визначасмо за формулою

$$t = 10^{-3} \frac{l_{\Pi}}{v_{\Pi}} = 10^{-3} \frac{l_{\Pi} \cdot 0,06 \cdot 2S_{\Pi}}{Q_{\text{шп}}} = 0,6 \cdot 10^{-4} \frac{l_{\Pi} \cdot 2S_{\Pi}}{Q_{\text{шп}}}, \text{ с} \quad (16)$$

Для конкретного МПП-ХНАДУ з урахуванням $l_{\Pi} = 650$ мм, $2S_{\Pi} = 12717$ мм² та $Q_{\text{шп}} = 12$ л/хв маємо повний час переміщення поршня $t = 41,5$ с.

Співвідношення витрат через поршневу (безштокову) порожнину $Q_{\text{шп}}$ та штокову порожнину $Q_{\text{шт}}$ знайдемо з відповідних рівнянь для швидкості

$$Q_{\text{шт}} = \frac{Q_{\text{шп}} \cdot S_{\text{шт}}}{S_{\Pi}}, \text{ так як } v_{\Pi} = \frac{Q_{\text{шп}}}{2S_{\Pi}} = \frac{Q_{\text{шт}}}{2S_{\Pi} - 2S_{\text{шт}}} = \frac{Q_{\text{шт}}}{2S_{\text{шт}}}. \quad (17)$$

Початкові об'єми в поршневих $V_{\text{шп}}$ та штокових порожнинах $V_{\text{шт}}$ гідроциліндрів є змінними завдяки переміщенням поршнів і коли, наприклад, стріла підіймається з проміжного положення, то потрібно визначати нові початкові значення об'ємів. Тому для визначення значень об'ємів РР, що знаходяться в поршневій і штоковій порожнинах залежно від переміщення поршнів, запишемо

$$V_{\text{шп.у}} = V_{\text{тр}} + 10^{-3} 2S_{\Pi} \cdot y, \text{ дм}^3, \quad V_{\text{шт.у}} = V_{\text{тр}} + V_{\text{шт.макс}} \left(1 - \frac{y}{l_{\Pi}}\right), \text{ дм}^3, \quad (18)$$

де $V_{\text{тр}}$ – об'єм РР в трубопроводах, гідророзподільнику і гідрозамках, який приймаємо постійним для напорної та зливної магістралей, дм³,

$V_{\text{шт.макс}}$ – масимальний об'єм штокових порожнин гідроциліндрів, який відповідає максимальному ходу поршня $l_{\Pi} = y_{\text{макс}}$, дм³.

Для проведення динамічного аналізу ОГП скористасмося обчислювальними блоками пакету VisSim з урахуванням використання блоків Variable. Для отримання цих характеристик скористасмося методом інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с в діапазоні до $t_k = 0,025$ с.

Аналізу підлягають залежності, отримані на відповідних плотерах $p_1(t)$,

$p_2(t)$ та $\Delta p(t) = p_1(t) - p_2(t)$ в МПа, $Q_{\text{шп}}(t)$ в л/хв, $v(t)$ в м/с, $y(t)$ в мм, та $F_{\text{зп}}(t)$ в Н.

Результати розрахунку об'ємів РР в трубопроводах та поршневих порожнинах приведені на рис. 2.

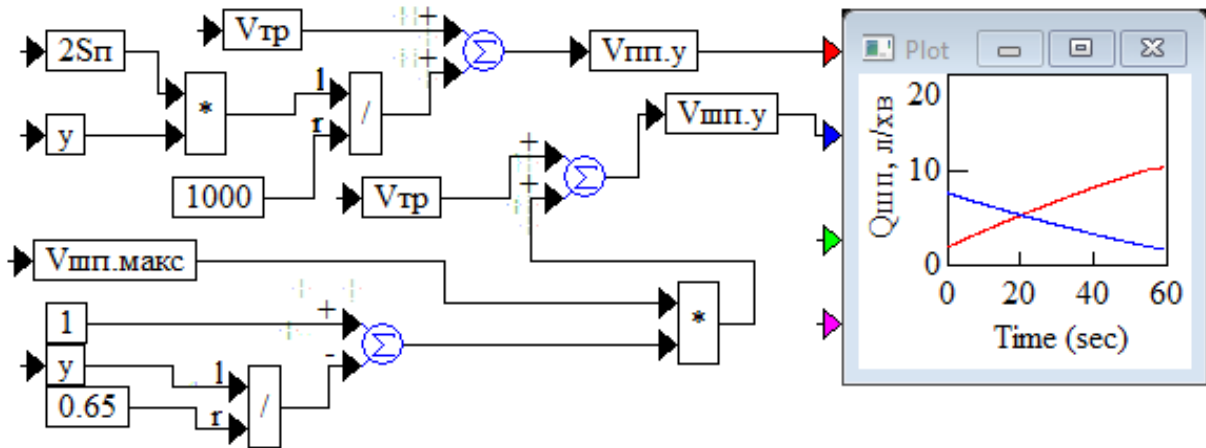


Рис. 2. Розрахунок об'ємів РР в трубопроводах та поршневих ($V_{\text{шп}} = 2 \text{ дм}^3 \dots 10,26 \text{ дм}^3$) і штокових ($V_{\text{шп}} = 7,7 \text{ дм}^3 \dots 2 \text{ дм}^3$) порожнинах гідроциліндрів за повний час переміщення поршнів з максимальним ходом $l_{\text{п}} = 650 \text{ мм}$

Падіння тиску в штоковій порожнині нижче нуля, починаючи з 31 с переміщення гідроциліндрів (рис. 3), призводить до небезпечних явищ кавітації в ОГП. Для підвищення тиску в штокових порожнинах встановлюють зазвичай зворотні клапани, повідомлені з гідробаком, або встановлюють гідроклапани тиску, отрегульовані на значення $0,2 \dots 1,5 \text{ МПа}$. Приклад роботи ОГП з підняттям тиску в штокових порожнинах на $1,5 \text{ МПа}$ наведено на рис. 4. Слід зазначити, що при штучному підвищенні тиску в штокових порожнинах автоматично збільшується тиск в поршневих порожнинах на таке ж саме значення $1,5 \text{ МПа}$.

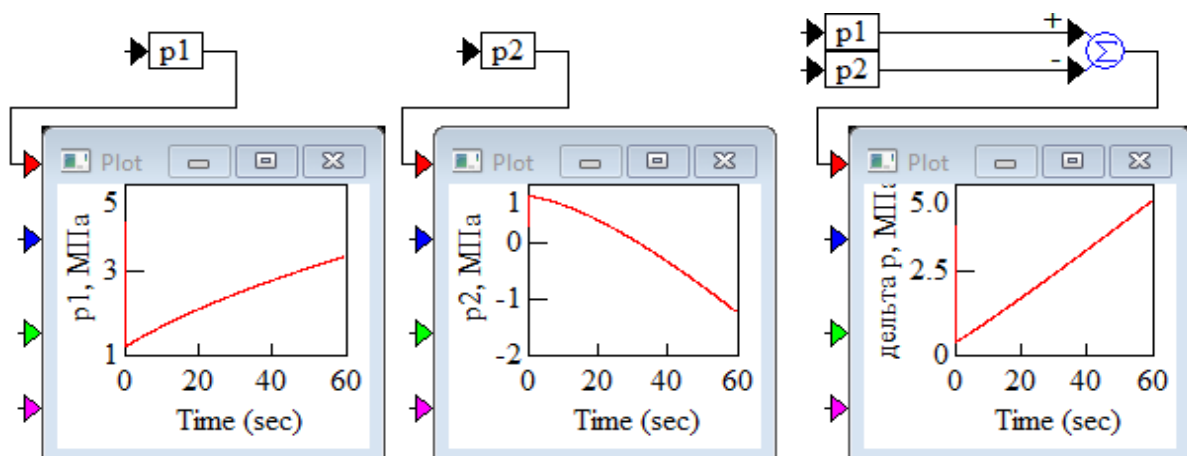


Рис. 3. Падіння тиску в штоковій порожнині гідропривода нижче нуля, починаючи з часу 31 с переміщення гідроциліндрів

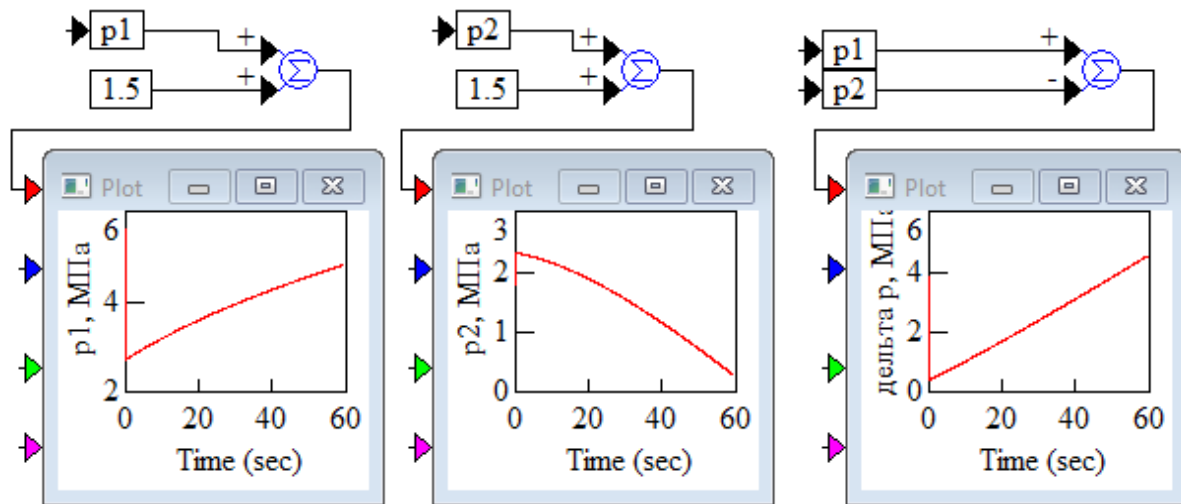


Рис. 4. Результати штучного підвищення тиску в штоковій порожнині p_2 на 1,5 МПа дає його позитивне значення, що застерігає виникнення кавітації

На рис. 5 наведені осцилограми значень тиску в поршневих порожнинах при однаковому значенні зовнішнього навантаження $F_{\text{зн}} = 50000 \text{ Н}$ за час 0,05 с та при різних значеннях об'ємів поршневих та штокових порожнин, а також модуля пружності РР. При цьому розглядалися такі режими:

1. Поршні знаходяться повністю в гідроциліндрах і поршневі (безштокові) порожнини мають мінімальний початковий об'єм $V_{\text{пш}} = 2 \text{ дм}^3$, а штокові порожнини мають об'єм $V_{\text{шп}} = 7,71 \text{ дм}^3$. При такому режимі зрушування поршнів гідроциліндрів і модулі пружності $E = 1500 \text{ МПа}$ максимальний тиск не перевищує 4,1 МПа (рис. 5,а). Зниження модуля пружності до $E = 500 \text{ МПа}$ дає підвищення тиску до 8,9 МПа (рис. 5,б), що досить суттєво, так як вище значення налаштування (6,3 МПа) запобіжного клапана КП насоса Н, що відповідає його номінальному тиску;

2. Коли зрушування гідроциліндрів починається тоді, коли поршні знаходяться близько до максимального значення ходу, то початкові об'єми приймають значення $10,26 \text{ дм}^3$ і 2 дм^3 , відповідно. При цьому при модулі пружності $E = 1500 \text{ МПа}$ маємо максимальний тиск 4,8 МПа (рис. 5, в), який більший на 0,7 МПа чим на режимі згідно рис. 5,а, а при модулі пружності $E = 500 \text{ МПа}$ суттєво зменшується з 8,9 МПа до 5,9 МПа (рис. 5,г).

Урахування змінних значень початкових об'ємів $V_{\text{пш},y} = f(y)$ і $V_{\text{шп},y} = f(y)$ суттєво впливає на тиск в лінії нагнітання ОГП і доповнення математичної моделі є досить коректним и важливим.

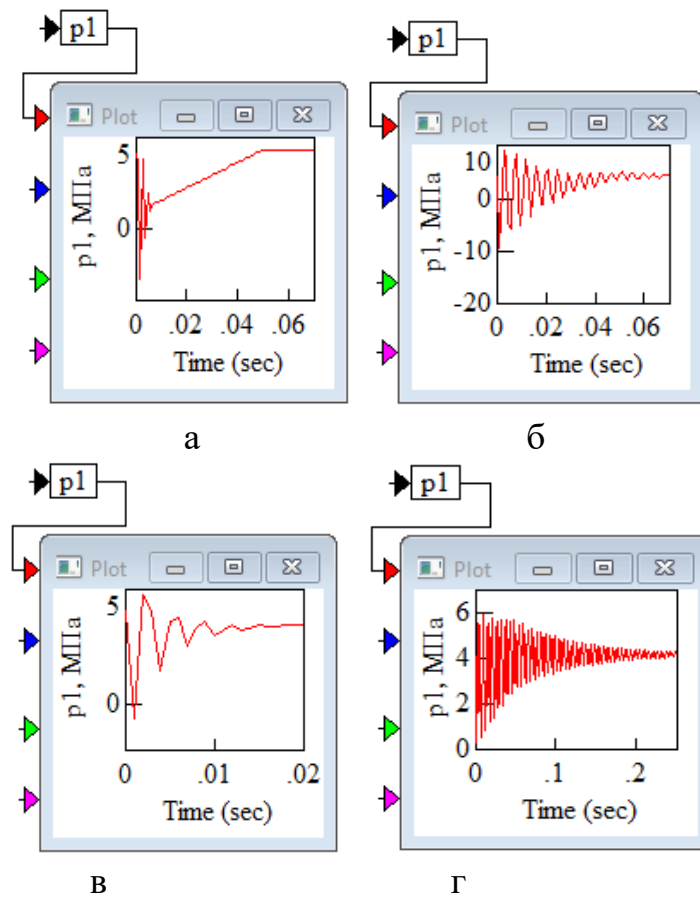


Рис. 5. Зміна тиску в лінії нагнітання насоса залежно від значень початкових об'ємів РР в поршневих та штокових порожнинах гідроциліндрів при їх зрушуванні, а також з урахуванням змінного значення модуля пружності РР

Для завдання витрати через дросель або пропорційний гідророзподільник скористаємось відповідними рівняннями.

Витрати через дросель визначаються за формулою

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ л/хв}, \quad (19)$$

де $\mu = 0,62$ – коефіцієнт витрати, яке є безрозмірним значенням,

$S_{др}$ – площа перерізу дроселя, мм^2 ,

$\Delta p = p_1 - p_2 = p_{н.кп}$ – перепад тисків на дроселі, який задаємо як значення налаштування запобіжного (переливного) клапана, МПа,

ρ – щільність РР, кг/м^3 .

При заданій згідно статичному розрахунку витраті $Q_{др.макс} = 11$ л/хв визнаємо максимальну площину перерізу дроселя

$$S_{\text{др.макс}} = \frac{Q_{\text{др.макс}}}{60\mu\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \text{ мм}^2. \quad (20)$$

Таким чином, при завданні перерізу дроселя в блоку map-VisSim маємо його максимальне значення $S_{\text{др.макс}} = 2,49 \text{ мм}^2$.

При дросельному регулюванні витрати має місце така її залежність від зовнішнього навантаження

$$Q_{\text{шп}} = 60\mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}} = 60\mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н.кп}} - \frac{F_{\text{зн}} + p_2 2S_{\text{шп}}}{2S_{\text{п}}} \right)}, \text{ л/хв}, \quad (21)$$

де $\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н.кп}} - \frac{F_{\text{зн}} + p_2 2S_{\text{шп}}}{2S_{\text{п}}}$ – перепад тисків на дроселі, МПа.

Для спрощення цього розрахунку приймаємо $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$, і тоді маємо

$$Q_{\text{шп}} = 60\mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{др}}} = 60\mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н.кп}} - \frac{F_{\text{зн}}}{2S_{\text{п}}} \right)}, \text{ л/хв}, \quad (22)$$

Якщо в ОГП буде виконана заміна дроселя ДР з ручним керуванням витрати на гідророзподільник Р з пропорційним керуванням, то залежність витрати РР має вигляд (рис. 6)

$$Q_{\text{шп},i} = Q_{\text{др.макс}} \frac{I_i - I_{\text{мін}}}{I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}}, \text{ МПа}, \quad (23)$$

де $Q_{\text{др.макс}}$ – максимальна витрата згідно статичному розрахунку ОГП, л/хв,

$Q_{\text{шп},i}$ – поточне значення витрати, залежне від значення струму, л/хв,

I_i – поточне значення електричного керувального сигналу (струму), А,

$I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}$ – діапазон електричного керувального сигналу на пропорційному електромагніті, А,

$I_{\text{мін}}$ – мінімальне значення електричного сигналу, відповідне зоні нечутливості пропорційного гідророзподільника, А.

Подібна залежність може бути отримана при регулюванні замість витрати фактичним перерізом щілини золотника (дроселя)

$$S_{\text{шп},i} = S_{\text{др.макс}} \frac{I_i - I_{\text{мін}}}{I_{\text{макс}} - I_{\text{мін}}}, \text{ л/хв}. \quad (25)$$

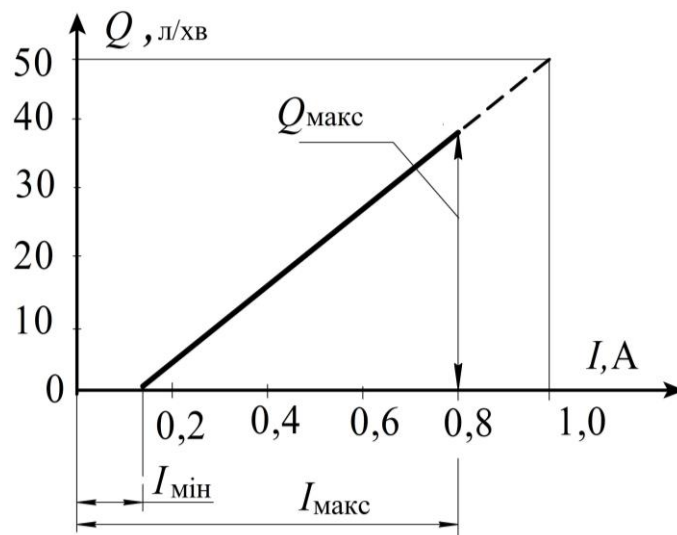


Рис. 6 – Теоретична залежність витрати робочої рідини від струму для пропорційних гідророзподільника або дроселя

На рис. 7 та рис. 8 представлені залежності параметрів ОГП від часу за повний цикл переміщення гідроциліндрів стріли. Режим на рис. 8 штучно заданий як при відсутні зміни витрати РР, що є характерним для роботи ОГП з регулятором постійності витрати. При цьому час повного переміщення штоку гідроциліндрів складає 46 с, а при урахуванні зміни подачі РР через дросель завдяки зміні перепаду тисків на ньому від зовнішнього навантаження повний час ходу поршня збільшився на 16 с і досяг 62 с (рис. 7), тобто практично в 1,34 рази. Встановлення регуляторів витрати дає можливість мати жорстку (постійну) характеристику швидкості переміщення гідроциліндрів незалежно від значень зовнішнього навантаження, що скорочує час переміщення гідроциліндрів. При цьому час збільшення зовнішнього навантаження до $F_{zn} = 50000$ Н однаковий і складає 42 с. Більш коректним має приклад, коли час навантаження скорочений до 0,05 с і імітується робота домкрата з постійним навантаженням. При цьому маємо час повного підйому вантажу в 76 с при роботі з дроселем (рис. 9), який скорочується до 45 с при заміні дроселя на регулятор витрати (рис. 10), тобто на 31 с, що є результатом зі співвідношенням в 1,7 рази.

На рис. 11 приведені осцилограми роботи ОГП при використанні пропорційного дроселя з дистанційним керуванням, де зміна площі перерізу якого дає зміну витрат РР, швидкості та переміщення гідроциліндрів.

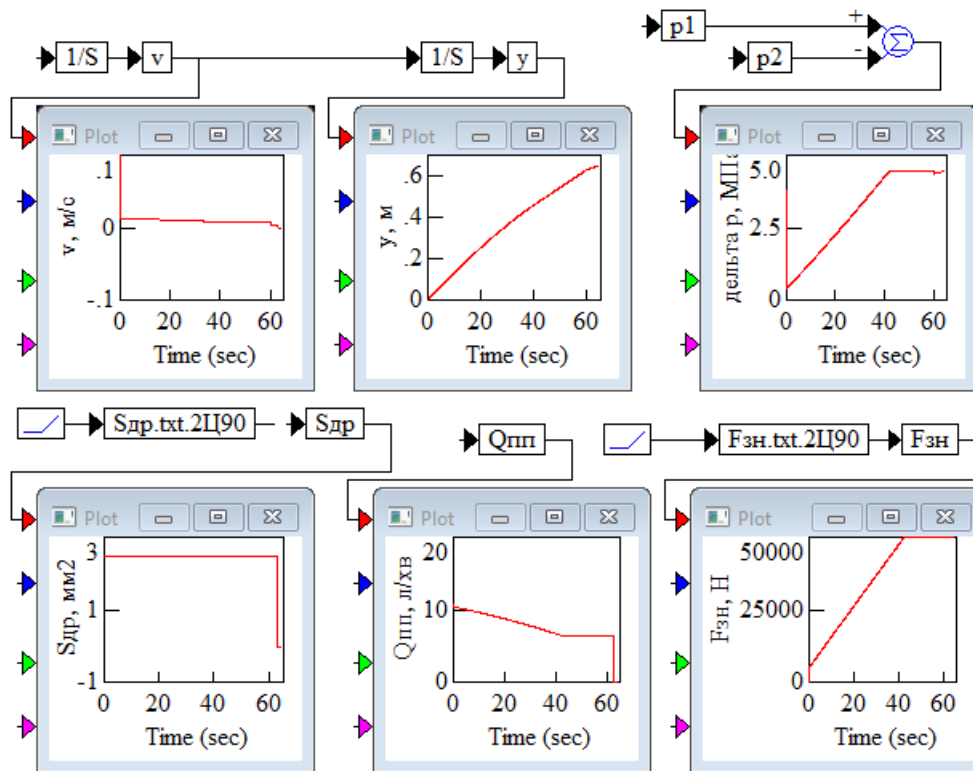


Рис. 7. Залежність зовнішнього навантаження на час переміщення гідроциліндрів на повний ход $l_{\text{п}} = 650$ мм (62 с) при використанні дроселя без функції регулятора постійності витрати

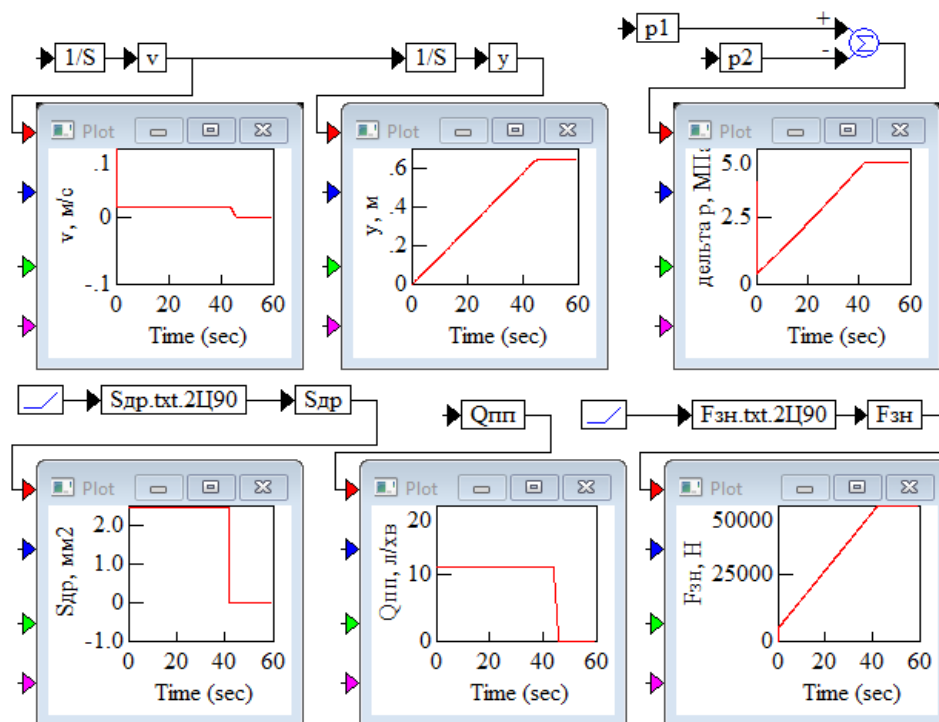


Рис. 8. Залежність зовнішнього навантаження на час переміщення поршня гідроциліндра на повний ход $l_{\text{п}} = 650$ мм (45,6 с) при використанні дроселя з функцією регулятора постійності витрати

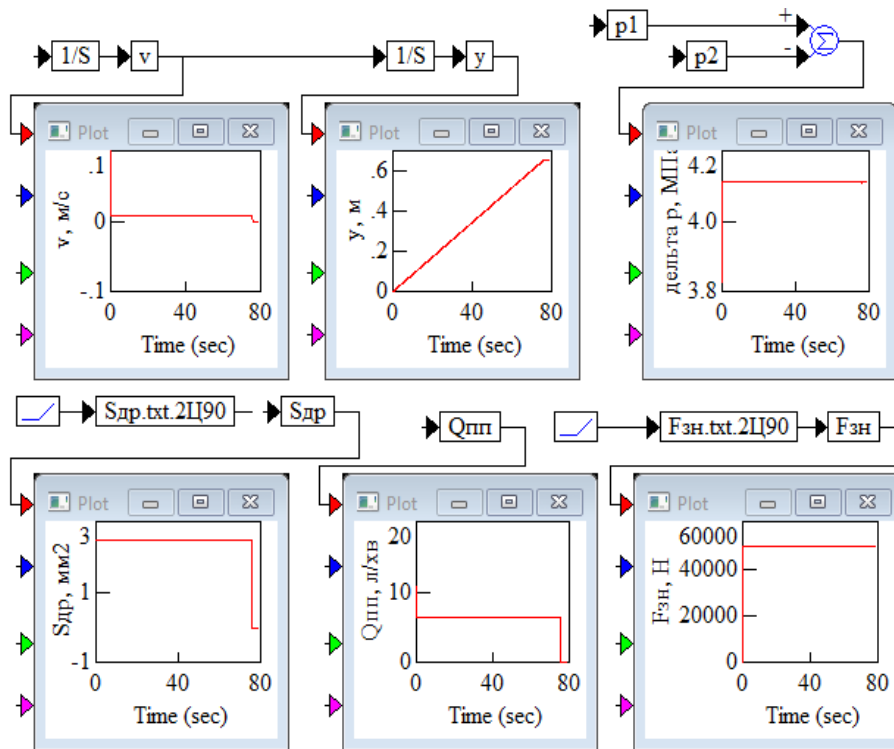


Рис. 9. Залежність зовнішнього навантаження на час переміщення гідроциліндрів на повний ход $l_{\text{п}} = 650$ мм (76 с) при використанні дроселя без функції регулятора постійності витрати при зростанні зовнішнього навантаження за 0,05 с

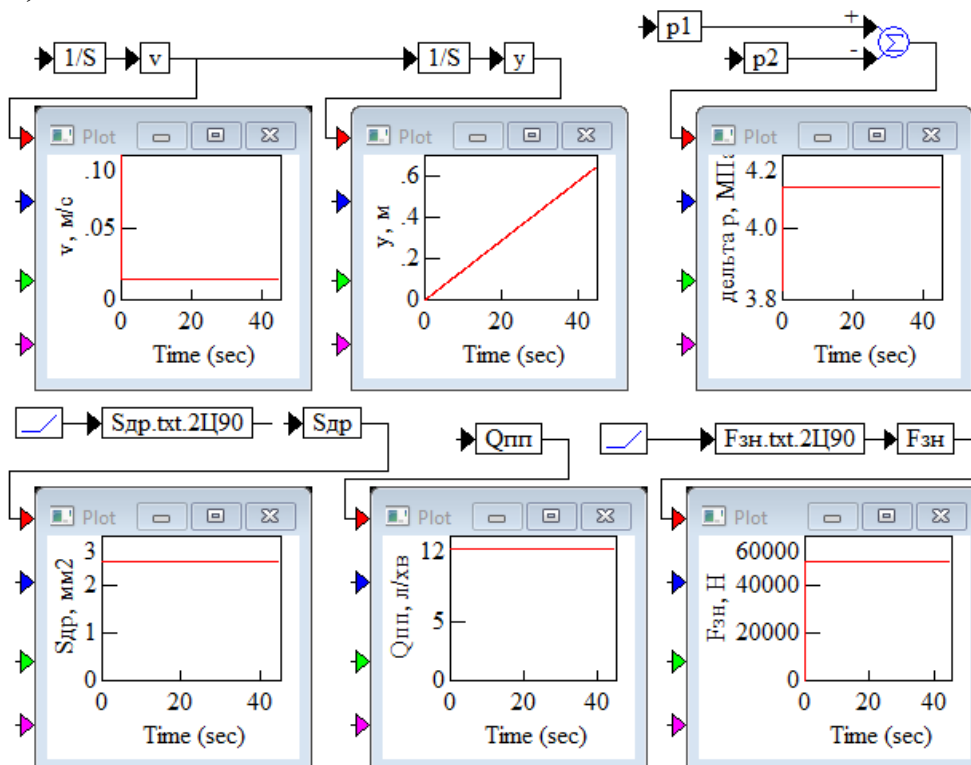


Рис.10. Залежність зовнішнього навантаження на час переміщення гідроциліндрів на повний ход $l_{\text{п}} = 650$ мм (45 с) при використанні дроселя с функцією регулятора постійності витрати при зростанні зовнішнього навантаження за 0,05 с

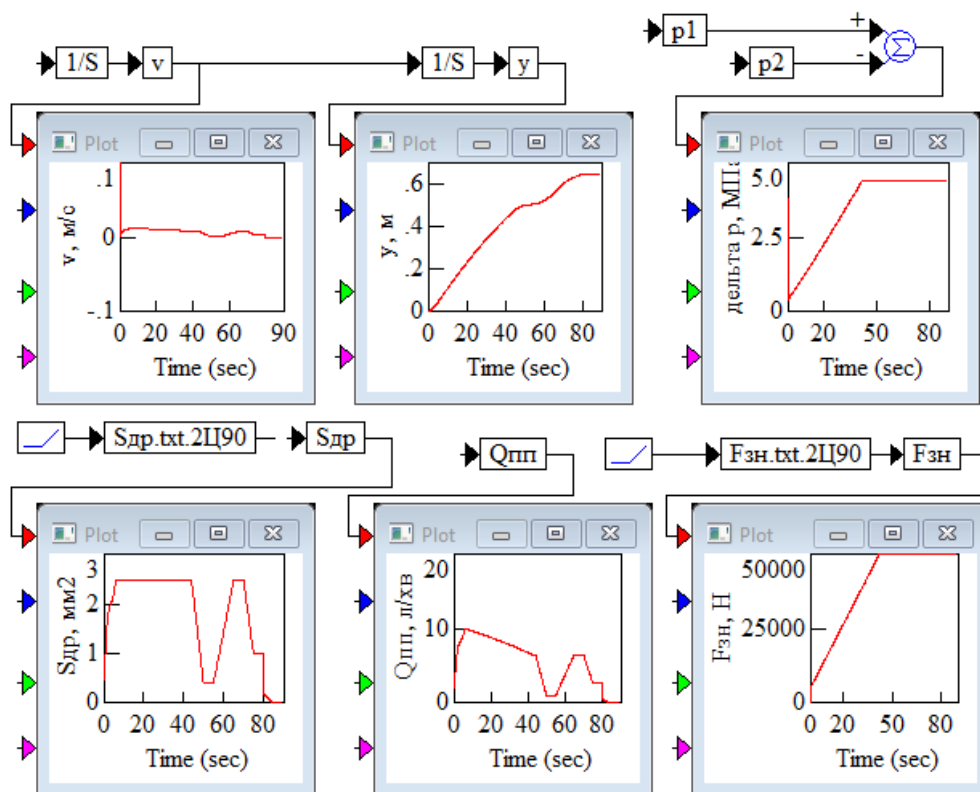


Рис. 11. Робота ОГП при змінних значеннях площі дроселя за допомогою пропорційного електромагніту

Висновки

1. Результати імітаційного моделювання повного циклу переміщення гідроциліндрів стріли підйомника дають можливість проаналізувати характер зміни тиску в порожнинах гідроциліндрів і при виявленні зниження тиску на зливі до кавітаційної небезпеки вчасно ввести необхідні корективи в роботу ОГП.
2. Показано, що при урахуванні перемінних значень об'ємів поршневих порожнин при пересуваннях гідроциліндрів суттєво змінюються коливальні процеси в гідроприводі і тому є правомірним відповідне доповнення математичної моделі.
3. Визначений суттєвий вплив модуля пружності робочої рідини на коливання тиску в гідроприводі, що підтверджує на необхідність при його експлуатації ретельного очищення рідини від частинок нерозчиняного повітря.
4. Проведено імітаційне моделювання роботи ОГП з урахуванням використання регулятора витрати, що дозволяє забезпечити жорстку характеристику витрати і скоротити переміщення поршнів незалежно від значення зовнішнього навантаження.
5. Показана можливість дистанційного керування роботою гідропривода шляхом використання пропорційного управління дросельною щільною гідророзподільника або регулятора витрати.

6. Для подальшого уточнення проведених розрахунків планується введення в математичну модель параметрів, що враховують функціонування гідрозамків між гідророзподільником і гідроциліндрами, фактичної характеристики зміни зовнішнього навантаження, а також аналізу зміни тиску в гідроприводі при його гальмуванні.

Запитання:

6. Проаналізувати гідравлічну принципову схему ОГП стріли мобільного підйомника з робочою платформою (МПП) на полігоні ХНАДУ;
7. Який вид має математична модель МПП стріли з двома паралельними гідроциліндрами ?
8. Як складаються блоки VisSim згідно математичній моделі ?
9. Яким чином завдають цикли навантаження та витрати робочої рідини ?
10. Як аналізувати результатів зміни швидкості та часу переміщення гідроциліндрів при використанні дроселя та регулятора постійності витрати ?
6. Яким чином урахувати перемінні значення об'ємів поршневих порожнин при пересуваннях гідроциліндрів на коливальні процеси в ОГП ?
7. Яким чином впливає модуль пружності робочої рідини на коливання тиску в ОГП ?
8. Яким чином задають витрати робочої рідини від струму для пропорційних гідророзподільника або дроселя ?

Література

1. <https://b-lab.pro/ptv-vissim/>
2. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim / Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, І. В. Михайленко, Є. М. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2021. – 4(68). – С. 15–35.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.
5. Іванов М.І. Сучасні тенденції застосування гідротрансмій в приводах самохідних сільськогосподарських машин / М. І. Іванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Вінницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.
6. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А., Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.
7. Промисловий трактор-бульдозер ТС-10. – <http://xtz.ua/ua/technical-doc.html>
8. Самородов В. Б. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін Г.А., І.І. Мороз, О. В. Щербак // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2021. – № 23. – С. 94-106.
9. Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» (розділ теми 2 лекційного курсу «Моделювання динамічних процесів в об'ємному гідроприводі»). З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк, Є.Н. Цента, Г.А. Аврунін, ХНАДУ, 2019. – 60 с.

ЗМІСТ

Вступ.....	2
Лекція 1. Вступ. Види навантажень в ОГП БДМ. Вплив динамічних навантажень на надійність ОГП БДМ.....	3
Лекція 2. Методика статичного розрахунку ОГП з гідроциліндрами і гідромоторами. Визначення ККД ОГП.....	24
Лекція 3. Методика розрахунку тягового зусилля мобільної машини та рульового керування БДМ.....	40
Лекція 4. Методика розрахунку динаміки ОГП з гідроциліндрами приводів технологічного обладнання.....	58
Література.....	72

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів
будівельних та дорожніх машин»

Лекції 1 - 4

Укладач: АВРУНІН Григорій Аврамович

Відповідальний за випуск професор Фідровська Н. М.

В авторській редакції

Підп. до друку 2023 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Суг . Ум. друк. арк. 3,75

Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Віддруковано

Свідоцтво