

**KAPITEL 2 / CHAPTER 2²****ANALYTICAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF TOTAL VOLUME LOSSES OF THE WORKING FLUID ON THE PERFORMANCE OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE TRANSMISSION OF A MOBILE MACHINE****DOI: 10.30890/2709-2313.2024-28-00-014****Вступ.**

В наш час парк дорожньо-будівельної та сільськогосподарської техніки представляють мобільні машини, як вітчизняного так і закордонного виробництва, які оснащені гідравлічним приводом трансмісії. До основних агрегатів гідравлічної трансмісії, які передбачаються конструкцією, належать аксіально-поршневі регульовані гідронасоси серії (PVS, PVH), з робочим об'ємом $33...112 \text{ см}^3$ та не регульовані гідромотори серії (MFS, MFH), з відповідним до насосів робочим об'ємом [1].

Конструктивна реалізація гідравлічної трансмісії в мобільних машинах такого класу обумовлена рядом переваг в порівнянні з механічними трансмісіями і постійно її складові конструктивно удосконалюються з метою покращення не тільки вихідних параметрів трансмісії, а також і їх експлуатаційної надійності [2, 3].

Разом з тим, аналіз надійності гідравлічних трансмісій вказує на те, що в умовах експлуатації на складові гідравлічної трансмісії припадає до 30 % відмов від загальної кількості відмов мобільної машини [4]. Автори відмічають, що до основних причин втрати працездатності аксіально-поршневих гідромашин слід віднести зношення деталей спряжень їх качаючих вузлів: «розподільник-приставне дно», «плунжер-втулка блоку», «п'ята плунжера-опора люльки гідронасоса», «п'ята плунжера-похила шайба гідромотора».

Вихід з ладу гідравлічної трансмісії як правило супроводжується значними втратами часу в зв'язку з простоюванням мобільної машини в очікуванні

²*Authors: Melyantsov Petro Timofiyovych*



усунення несправності. При цьому, трудомісткість відновлювальних операцій в значній мірі буде обумовлюватися ремонтною технологічністю деталей та вузлів аксіально-поршневих гідромашин, технічною підготовкою виробничого підрозділу, який спеціалізується по ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій, а також прийнятими технологічними процесами для ремонту та відновлення їх деталей.

Детальний аналіз технологічних процесів показав, що технічний стан деталей качаючих вузлів гідромашин визначається на якісному рівні і характеризується суб'єктивною оцінкою слюсаря, в зв'язку з відсутністю обґрунтованих структурних параметрів контролю технічного стану деталей для умов технічного сервісу. В деякій мірі це пояснюється не достатнім об'ємом досліджень функціональних залежностей між зміною структурних параметрів деталей качаючих вузлів гідромашин, обумовлених їх зношенням та об'ємними втратами робочої рідини в контексті вихідних параметрів гідроагрегатів, які характеризують працездатний стан гідравлічної трансмісії.

В зв'язку з цим **метою досліджень** являється – аналітично дослідити вплив сумарних об'ємних втрат, які формуються в результаті зношення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність.

Основні задачі досліджень:

- провести аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах;
- аналітично дослідити вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на працездатність гідроприводу трансмісії.

2.1. Аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах

Відомо, що об'ємні втрати рідини в насосі погіршують характеристику



подачі насоса, зменшують чутливість насоса і приводу до керуючого впливу: для компенсації об'ємних втрат потрібне переміщення органу регулювання на більший кут [5]. Це відповідає збільшенню помилки приводу, збільшує час, необхідний для створення насосом необхідного тиску; при цьому, у насоса існує зона нечутливості, яка впливає на зону нечутливості приводу в цілому, погіршуючи його точності характеристики. Дослідження об'ємних втрат аксіально-поршневих насосів є передумовою до поліпшення статичних і динамічних характеристик як насосів, так і приводів, в яких вони застосовуються.

Ці втрати в аксіально-поршневих насосах виникають через витоки робочої рідини з робочої порожнини в неробочу (перетікання) або в корпус насоса, а також із-за втрат при заповненні робочих камер насоса [5]. Кількісно витоки залежать від зазорів, в яких виникає перепад тисків, і від числа цих місць в конструкції аксіально-поршневих насосів.

Більшість аксіально-поршневих насосів (з похилим блоком) змінної продуктивності, які застосовуються в гідростатичних приводах (ГП), мають три місця виникнення витоків робочої рідини [6]. Даний факт є наслідком конструктивних особливостей застосовуваних в (ГП) аксіально-поршневих насосів, і дозволяє отримати насоси з малими об'ємними втратами подачі до 2 %. Місця виникнення витоків робочої рідини в насосах цього типу такі: «розподільник-блок циліндрів», «приставне дно-блок циліндрів», «поршень-блок циліндрів».

Інша картина спостерігається в аксіально-плунжерних насосах. Там у найбільш поширених конструкціях місць витоків чотири - п'ять [6], тобто за об'ємними витоками вони уступають відомим конструкціям аксіально-поршневих насосів, з похилим блоком, найбільш поширених в (ГП) в даний час.

Відомі роботи, в яких автори «оптимізували» конструкції аксіально-поршневих і аксіально-плунжерних насосів за величиною витоків, досліджуючи їх «вузькі» місця. Так в роботі [7] розглянуті конструкції гідростатичних п'ят зі щільним дроселюванням, в якому дроселювання робочої рідини здійснюється



в зазорі на внутрішньому поясі п'яти, заниженому щодо ущільнювального пояса на деяку величину, порівнянну з заданим зазором. Запропонована п'ята з повним гідростатичним розвантаженням характеризується малою величиною витоків і низькими механічними втратами. Слід зазначити, що дана конструкція має суттєві технологічні обмеження, а також обмеження щодо застосування в широкому діапазоні температур робочої рідини.

Відома робота [8] по експериментальному визначенню стикового зазору в розподільному вузлі, при роботі аксіально-поршневого насоса. В якості чутливих елементів, для визначення величини стикового зазору, використовувалися тензорезистори. Були отримані дані щодо зміни стикового зазору, що дає можливість провести оптимізацію розподільного вузла.

Також серед об'ємних втрат слід відзначити втрати, зумовлені неповним заповненням робочих камер насоса, втрат на всмоктуванні внаслідок гідравлічного опору каналів і інерції робочої рідини [5].

Ще одним важливим фактором, широко висвітленим у літературі, є втрати від пружності робочої рідини і наявність «мертвого» об'єму насоса. Так в роботі [5] показано, що чим більше відношення «мертвого» об'єму робочої камери до обсягу, одержуваного рухом поршня за один хід, тим більша частина останнього буде втрачена на підвищення тиску, а отже знизиться об'ємний ККД.

В цілому із огляду впливає, що об'ємні втрати істотно впливають на характеристику подачі аксіально-поршневих насосів, на чутливість приводу.

В літературних джерелах в основному розглядаються об'ємні втрати спричинені конструктивними рішеннями. Звідси завдання більш ретельного дослідження об'ємних втрат, які формуються в результаті зношення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність є актуальним для сучасних гідроприводів.



2.2. Дослідження впливу сумарних об'ємних втрат робочої рідини на працездатність гідроприводу

Із даних досліджень випливає, що зміна технічного стану переважної більшості складових частин гідроагрегатів впливає на витрати робочої рідини і робочий об'єм гідронасоса, а через них на узагальнений параметр – коефіцієнт подачі гідропривода і його вихідні параметри M і n . Таким чином, в першу чергу необхідно провести дослідження по виявленню взаємозв'язку між об'ємними втратами, обумовленими сумарними витратами робочої рідини, робочим об'ємом гідронасоса і його працездатністю.

Із аналізу принципу роботи гідравлічної трансмісії (ГСТ-90) і конструктивних особливостей аксіально-поршневих гідромашин, які входять до її складу, видно, що витрати робочої рідини в аксіально-поршневих агрегатах компенсуються подачею насосом підживлення робочої рідини до магістралі низького тиску головного контуру гідропривода. Звідси випливає, що в процесі роботи гідравлічного привода можуть виникнути наступні ситуації:

1. Насос підживлення повністю компенсує втрати робочої рідини, переливний клапан в клапанній коробці відкритий, а в магістралі низького тиску підтримується постійний тиск $P = const$.

2. Об'єм робочої рідини від насоса підживлення повністю поступає до магістралі низького тиску, переливний клапан закритий, тиск рідини в магістралі низького тиску $P \neq const$.

При цьому необхідно врахувати, що із умов принципу роботи гідравлічних трансмісій, оснащених аксіально-поршневими гідронасосами з регульованим робочим об'ємом за рахунок зміни кута нахилу люльки, теоретична подача насоса виражається наступною залежністю:

$$Q_m = n_n \cdot q_n F(\alpha), \quad (1)$$



де n_n - частота обертання вала гідронасоса;

q_n - максимальний теоретичний робочий об'єм надплунжерного простору за один оберт вала;

$F(\alpha)$ - функціональна залежність від положення органу керування робочим об'ємом.

Розглянемо умови роботи гідравлічного приводу для першого випадку, з застосуванням розрахункової схеми трансмісії, представленої на (рисунок 1).

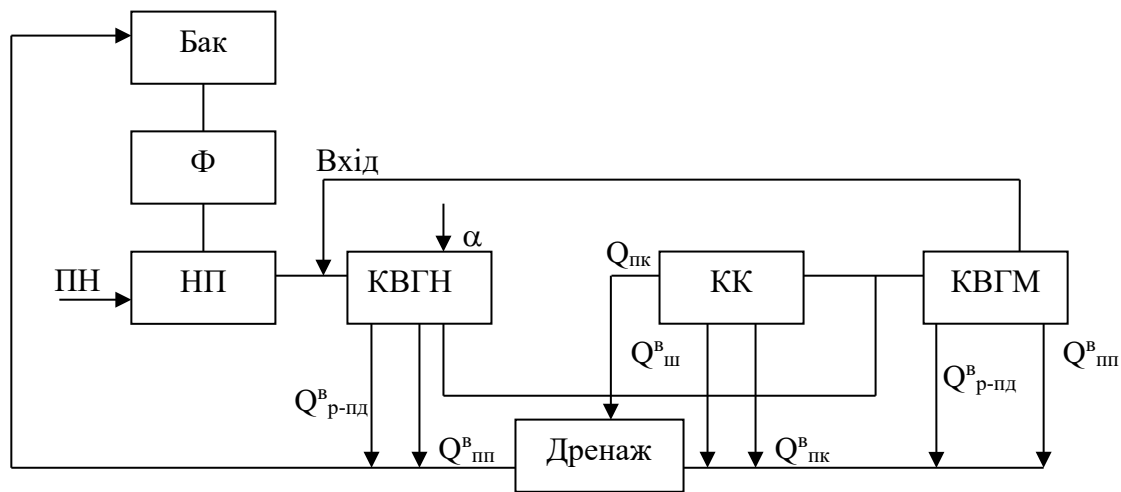


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідростатичного приводу ГСТ-90:

КВГН – качаючий вузол гідронасоса; КВГМ – качаючий вузол гідромотора; КК – клапанна коробка; НП – насос підживлення; Ф – фільтр; Q^B_{p-nd} – виток робочої рідини (РР) у спряженні «розподільник – приставне дно»; $Q^B_{пп}$ – виток РР у сполученнях плунжерної пари; $Q_{пк}$ – кількість РР, що пропускається перепускним клапаном; $Q^B_{пк}$ – виток РР у запобіжних і переливних клапанах; $Q^B_{шз}$ – витоку РР через шунтувальний золотник; n_n – частота обертання вала насоса підживлення й гідронасоса ГН; n_m – частота обертання вала гідромотора ГМ; M – крутний момент на валу гідромотора ГМ; α – кут нахилу люльки; $Q^B_{пн}$ – виток РР у качаючому вузлі насоса підживлення.

Авторська розробка

Із розробленої схеми випливає, що рівняння збереження кількості робочої рідини для першої ситуації можна записати в наступному вигляді:



$$Q_n = Q_m + \Sigma Q_m^B + \Sigma Q_{kk}^B, \quad (2)$$

де Q_n - витрата робочої рідини (РР) на виході з насоса;

Q_m - кількість робочої рідини, що надходить у гідромотор;

ΣQ_m^B - сумарні витоки робочої рідини в гідромоторі, які можна представити у вигляді рівняння:

$$\Sigma Q_m^B = \Sigma Q_{p-nd}^B + Q_{n-в}^B + Q_{n-пш}^B, \quad (3)$$

де ΣQ_{p-nd}^B - витоку робочої рідини в сполученні «розподільник - приставне дно»;

$Q_{n-в}^B$, $Q_{n-пш}^B$ - відповідно витоки РР у спряженнях плунжерної пари «плунжер-втулка блоку», «п'ята плунжера – похила шайба»;

ΣQ_{kk}^B - сумарні витоки РР у клапанній коробці, які містять у собі наступні складові:

$$\Sigma Q_{kk}^B = Q_{n.к}^B + \Sigma Q_{ш.з}^B, \quad (4)$$

де $Q_{n.к}^B$ - витоки робочої рідини в запобіжних клапанах високого і низького тиску;

$\Sigma Q_{ш.з}^B$ - витоки робочої рідини через шунтувальний золотник.

У ряді робіт [5,9], автори при розгляді функціонування гідроприводів, зневажають витоками робочої рідини в клапанній системі, через їхню незначність з врахуванням того, що технічного стан їх ресурсолімітуючих деталей відповідає технічним вимогам.

Таким чином, виключивши зовнішні витоки робочої рідини, а також витоки в клапанній системі, із-за їх малих значень, в подальшому будемо



розглядати тільки внутрішні витоки, що виникають у сполученнях качаючих вузлів гідронасоса і гідромотора.

У зв'язку із цим рівняння (2) запишеться в наступному виді:

$$Q_n = Q_m + \Sigma Q_m^B, \quad (5)$$

Тиск P робочої рідини в магістралі низького тиску постійний, що забезпечує стаціонарне її потрапляння до гідронасоса.

Об'ємні втрати в розглянутому гідроприводі становлять витоки і перетікання рідини через щілини між рухливими деталями спряжень качаючих вузлів насоса і мотора, а плин робочої рідини у щілинах, як правило ламінарний [6], тому в першому наближенні об'ємні втрати Q^B можна вважати пропорційними середньому тиску рідини в напірній частині гідроприводу:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma Q_m^B = \Sigma L_1 \cdot \Delta P; \\ \Sigma Q_n^B = \Sigma L_2 \cdot \Delta P, \end{array} \right. \quad (6)$$

де L_2 і L_1 - об'ємна провідність, обумовлена геометричними розмірами зазорів (довжина, висота, ширина) у парах тертя качаючих вузлів відповідно насоса й мотора, а також станом робочої рідини;

ΔP - перепад тиску робочої рідини в зазорах.

З ряду робіт [5,10] відомо, що теоретична продуктивність насоса може бути представлена виразом (1), а теоретична потужність мотора виразом:

$$N_m = \Delta P_1 \cdot q_m \cdot n_m, \quad (7)$$

де q_m - робочий об'єм гідромотора;

n_m - частота обертання валу мотора;

ΔP_1 - перепад тиску робочої рідини між магістралями високого й низького тиску.



За умови, коли на гідромоторі задаються необхідні потужність N і частота обертання валу n_m , то з виразу (7) одержимо (ΔP_1) , необхідну величину перепаду тиску в моторі:

$$\Delta P_1 = \frac{N_m}{q_m \cdot n_m}, \quad (8)$$

З виразу (5) знайдемо значення ΔP через характеристики насоса:

$$\begin{cases} Q_n = n_n \cdot q_n \cdot F(\alpha) - Q_n^B, \\ n_n \cdot q_n \cdot F(\alpha) - \sum L_1 \Delta P = n_m \cdot q_m + \sum L_2 \Delta P, \\ \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \end{cases} \quad (9)$$

де ΔP_2 - перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску й дренажною магістраллю.

З виразу (9) знайдемо необхідну величину робочого об'єму $(q_n \cdot F(\alpha))$, при якому будуть виконуватися задані показники роботи гідромотора:

$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m \cdot q_m + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot \Delta P}{n_n}, \quad (10)$$

Підставимо в (10) вираз (8) і одержимо :

$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m^2 \cdot q_m^2 + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot (N_m + \Delta P_2 \cdot n_m \cdot q_m)}{q_m \cdot n_n \cdot n_m}, \quad (11)$$

Замінивши потужність на крутний момент, одержимо вираз наступного виду:



$$q_n \cdot F(\alpha) = \frac{n_m \cdot q_m^2 + (\sum L_1 + \sum L_2) \cdot (2 \cdot \pi \cdot M_m + \Delta P_2 \cdot q_m)}{q_m \cdot n_n}, \quad (12)$$

Авторська розробка

Вираз (12) зв'язує зміну робочого об'єму гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини при заданих M_m і n_m .

Розрахунок взаємозв'язку між робочим об'ємом і сумарними витокami робочої рідини проводився за наступним даними: частота обертання валу гідромотора $n_m = 50 \dots 2590 \text{ хв}^{-1}$; робочий об'єм гідромотора $q_m = 89 \text{ см}^3 / \text{об.}$; сумарні витки робочої рідини $(\sum L_1 + \sum L_2) = 17 \dots 450 \text{ см}^3 / \text{с}$; номінальна потужність гідромотора $N_m = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску і дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 11,6 \text{ МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького і високого тиску $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$. Результати розрахунків зведені в (таблиці 1) і представлені графічно на (рисунок 2).

Аналіз результатів розрахунків, а також графічної частини показують, що гідропривід може вийти на номінальний режим роботи: $n_n = 1450 \text{ хв}^{-1}$, $n_m = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$, $N_m = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$ при сумарних витках робочої рідини, які не перевищують $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$.

При збільшенні витоків робочої рідини гідропривід не в змозі підтримувати номінальний режим, тому що для цього необхідно щоб робочий обсяг гідронасоса був більший за значення $89 \text{ см}^3 / \text{с}$.

Таблиця 1 - Зміна робочого об'єму гідронасоса від об'ємних втрат робочої



рідини для виконання заданих N_M, n_H, n_M

Задані потужність гідромотора, частота обертання валів насоса й мотора	Сумарні витоки робочої рідини, $\text{см}^3/\text{с}$	Робочий обсяг гідронасоса, $\text{см}^3/\text{с}$
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=1500$ хв. ⁻¹	17	81,41
	85	82,00
	170	86,80
	220	87,85
	225	89,00
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=1000$ хв. ⁻¹	17	62,42
	100	67,40
	200	73,40
	250	76,40
	300	79,40
	350	82,40
	400	85,39
450	88,37	
$N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв. ⁻¹ $n_M=500$ хв. ⁻¹	17	32,73
	100	46,68
	200	54,67
	300	66,64
	400	78,72
500	86,61	

Авторська розробка

При цьому варто мати на увазі, що робота мобільної машини на транспортному і робочому діапазонах виконується при номінальному тиску, що забезпечує довговічність машин на протязі всього строку експлуатації. Звідси можна зробити припущення, що при сумарних витоках робочої рідини, які перевищують $225 \text{ см}^3/\text{с}$ гідропривід досягає граничного значення по чисто технічному критерію, не в змозі працювати в номінальному режимі, який являється економічно вигідним в умовах експлуатації. Ці значення витрат робочої рідини також вказують на те, що насос підживлення не в змозі компенсувати такий об'єм витрат і одночасно не в змозі забезпечити задану подачу робочої рідини до системи керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасоса.

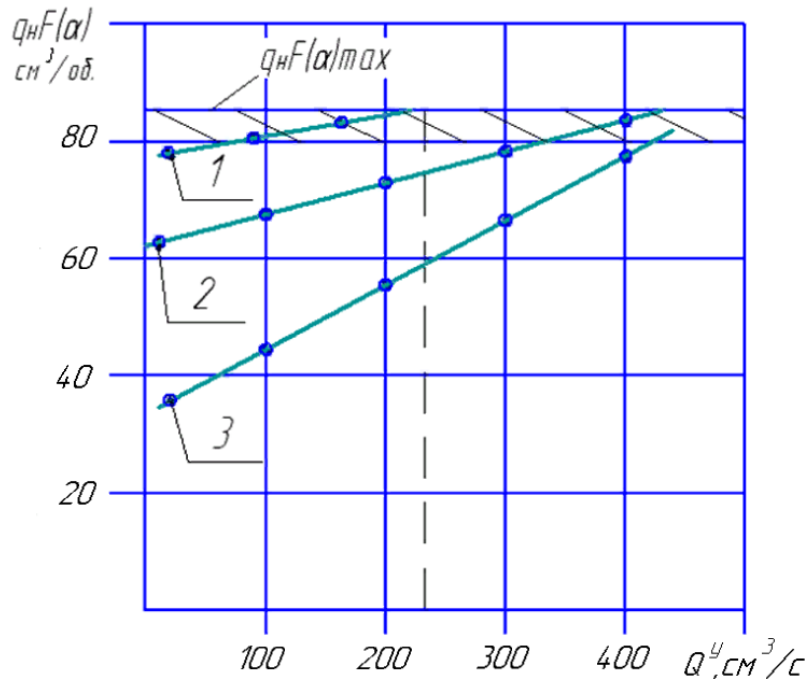


Рисунок 2 - Залежність робочого обсягу гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини, для заданих показників гідронасоса й гідромотора:

1 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=1500$ хв.⁻¹;

2 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=1000$ хв.⁻¹;

3 - $N_M=254520$ кгс м/хв.; $n_H=1450$ хв.⁻¹; $n_M=500$ хв.⁻¹.

Авторська розробка

Розглянемо другий випадок, коли перепускний клапан закритий.

Рівняння балансу рідини буде мати наступний вигляд для магістралі високого тиску:

$$Q_H = Q_M + \Sigma Q_M^B, \quad (13)$$

А для магістралі низького тиску будемо мати вираз наступного вигляду:

$$Q_{nn} + Q_M = Q_H + \Sigma Q_H^B, \quad (14)$$

де Q_{nn} – подача насоса підживлення.



Підставляючи в рівняння (13) та (14) вирази витрати насосу та мотору через частоти обертання валів насосу та мотору отримаємо:

$$\begin{cases} Q_{\text{нп}} = \sum L_1 \cdot \Delta P + \sum L_2 \cdot \Delta P = (\sum L_1 + \sum L_2) \cdot \Delta P, \\ n_{\text{н}} \cdot q_{\text{н}} \cdot F(a) = q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}} + \sum L_2 \cdot \Delta P \end{cases} \quad (15)$$

Із отриманого першого рівняння системи (15) знайдемо (ΔP) :

$$\Delta P = \frac{Q_{\text{нп}}}{\sum L_1 + \sum L_2}, \quad (16)$$

Знайдене значення ΔP підставимо в друге рівняння системи (15) та запишемо отриманий вираз:

$$n_{\text{н}} \cdot q_{\text{н}} \cdot F(a) = q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}} + \frac{\sum L_2 + Q_{\text{нп}}}{\sum L_1 + \sum L_2}, \quad (17)$$

При заданих потужності мотора та частоти обертання його валу ми мали зв'язок (8). Порівнявши необхідне значення ΔP для заданих $N_{\text{м}}$, n , ΔP_1 із виразу (16) отримаємо вираз наступного вигляду:

$$Q_{\text{нп}} = \left(\frac{N_{\text{м}}}{q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}} \right) \cdot (\sum L_1 + \sum L_2), \quad (18)$$

Водночас з виразу (18) потужність визначиться за виразом:

$$N_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{нп}} \cdot q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{(\sum L_1 + \sum L_2)}, \quad (19)$$

Авторська розробка



Враховуючи, що гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі, ми можемо в даному випадку задатися тиском робочої рідини, а також частотою обертання вала гідромотору та визначити вплив прогресуючих сумарних втрат робочої рідини в спряженнях на потужність, що розвивається гідромотором ($N_{зм}$).

Розрахунок потужності, що розвивається гідромотором, проводиться по наступним даним: робочий об'єм гідромотору $q_m = 89 \text{ см}^3 / \text{об}$, продуктивність насосу підживлення $Q_{пт} = 450 \text{ см}^3 / \text{с}$; сумарні витрати робочої рідини 225...450 $\text{см}^3 / \text{с}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску та дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 11,6 \text{ МПа}$.

Результати розрахунку зведені в (таблицю 2) та представлені графічно на (рисунок 3).

Аналіз результатів розрахунків і графічної частини показує, що зі збільшенням сумарних витрат робочої рідини від $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$ до $\sum Q^B = 450 \text{ см}^3 / \text{с}$, потужність, що розвивається гідроприводом зменшується відповідно від $N_m = 280350 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$. до $N_m = 148853 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$. при частоті обертання вала гідромотору $n_m = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Знаючи, яку потужність розвиває гідромотор із-за наявності сумарних витрат робочої рідини в качаючих вузлах гідронасосу та гідромотора, або від погіршення технічного стану насосу підживлення, та володіючи даними потужності, яка необхідна для виконання заданих робіт, ми можемо зробити висновок про подальше використання мобільної машини на відповідних роботах.



Таблиця 2 – Залежність потужності гідромотору від частоти обертання його валу та сумарних витрат робочої рідини

Сумарні витрати робочої рідини в гідроприводі, см ³ /с	Частота обертання валу гідромотору, хв. ⁻¹	Потужність гідромотору, кгс·м/хв.
225	2590	484071
	2000	373800
	1500	280350
	1000	186900
	500	93450
	50	9345
250	2590	432206
	2000	333750
	1500	250312
	1000	166875
	500	83437
	50	8344
300	2590	298838
	2000	230764
	1500	173073
	1000	115382
	500	57691
	50	5769
400	2590	257162
	2000	198581
	1500	148935
	1000	99290
	500	49645
	50	4964,6

Авторська розробка

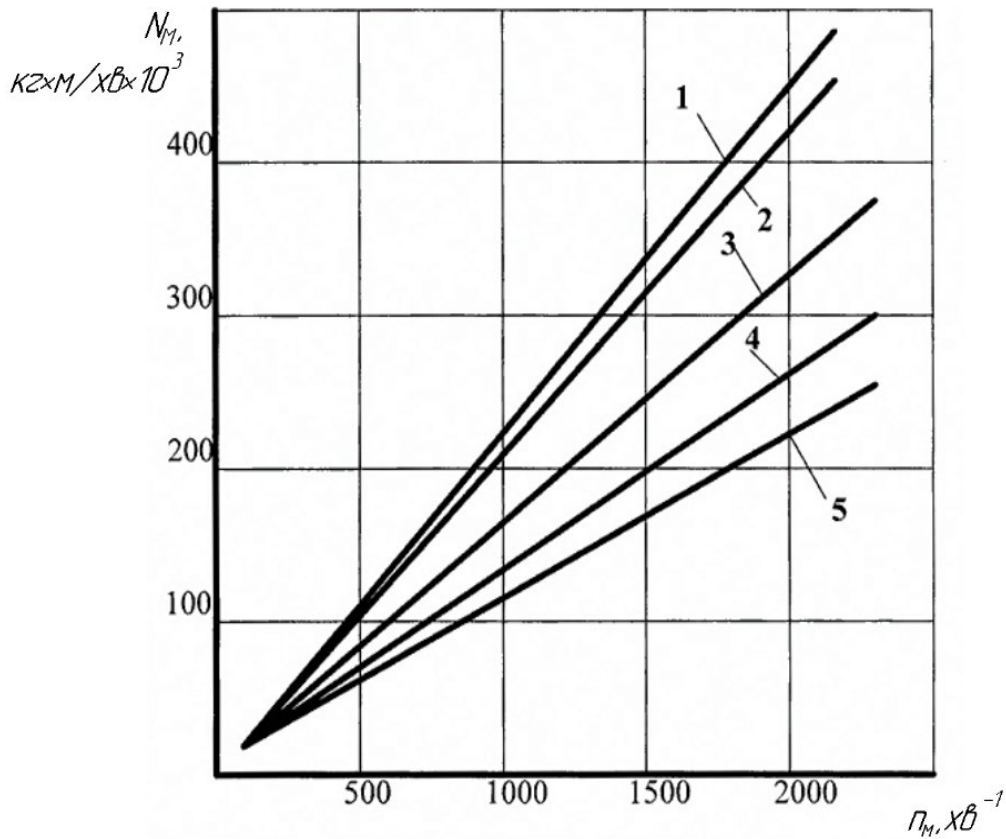


Рисунок 3 – Залежність потужності гідромотору від сумарних витрат

робочої рідини та частоти обертання його вала при: 1 – $\sum Q^B = 225 \text{ cm}^3 / \text{c}$;

2 – $\sum Q^B = 250 \text{ cm}^3 / \text{c}$; 3 – $\sum Q^B = 300 \text{ cm}^3 / \text{c}$; 4 – $\sum Q^B = 350 \text{ cm}^3 / \text{c}$;

5 – $\sum Q^B = 400 \text{ cm}^3 / \text{c}$

Авторська розробка



Висновки.

Аналітично отримана функціональна залежність робочого об'єму гідронасоса з сумарними витоками робочої рідини, дозволяє оцінити можливість отримання необхідної потужності і частоти обертання вихідного валу гідромотора з врахуванням втрат робочої рідини. При сумарних втратах робочої рідини, які перевищують $\sum Q^B = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$ для аксіально-поршневих гідромашин з робочий об'єм $q = 89 \text{ см}^3 / \text{об.}$ гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі, який економічно самий вигідний в умовах експлуатації, що вказує на граничне значення даних втрат. Аналітично отримана функціональна залежність потужності, яка розвивається гідромотором, від сумарних втрат робочої рідини з врахуванням продуктивності насоса підживлення дає можливість прийняти обґрунтоване рішення про допустимість використання мобільної машини, оснащеної гідравлічною трансмісією, на конкретних видах робіт при наявності інформації про те, яка необхідна потужність гідромотора для виконання заданих робіт.