

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ЦЗДВН
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри ПГМ
доктор техн. наук
М.І.Сотник

(підпис, дата)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА
на тему “ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА”.**

освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика” зі спеціальності 131 “Прикладна механіка”

Виконавець роботи _____

Закоцьола Д.Р.

Керівник _____

Ігнат'єв О. С.

Суми 2021

Сумський державний університет

Факультет ЦЗДВН

Кафедра ПГМ

Спеціальність 131 - Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою ПГМ

М.І.Сотник

« » 2021р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу студентові
Закоцьоли Дмитра Романовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема роботи: Вплив температури на характеристики шестеренного насоса

затверджена наказом по університету від" р. №

2.Термін здачі студентом закінченої роботи 20.12.21

3.Вихідні дані до роботи: витрати 6,48м³/год, напір 286 м,число обертів 1500об/хв,мастило ИПГ 18,температура t₁=20 град.,t₂=40-90 С град.

4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити)

Літературний огляд питання.Розрахунки гідравлічні .Індивідуальне завдання: розрахунки зміни характеристик насоса .Розділ охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях: улаштування і розрахунок блискавозахисту будівель і споруд;пожежна профілактика при проектуванні і будівництві промислових підприємств.

5.Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)плакат,складальне креслення насоса

Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

| Розділ | Консультант | Підпис, дата | |
|--------|-------------|----------------|------------------|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № п/п | Найменування етапів бакалаврської роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--|--------------------------------|----------|
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання «06» 09 2021 р.

Студент- Закоцьола Д.Р.
(підпис)

Керівник роботи Ігнатьєв О.С.
(підпис)

Реферат

Пояснювальна записка: 76 с., 17 рис., 4 літературних джерела.

Тема роботи «Вплив температури на характеристики шестеренного насоса.»

Графічні матеріали: 2 аркуша А1: складальне креслення, плакат.

Мета роботи – виявлення залежності характеристик шестеренного насоса від температури.

Відповідно до поставленої мети:

Виконан літературний огляд з впливу температури на властивості рідини;

- Виконані гідравлічні розрахунки насоса;
- Виконані розрахунки зміни характеристик насоса;

У розділі з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях розглянуте питання улаштування бликавозахисту будівель і споруд, пожежна рофілактика при проектуванні і будівництві промислових підприємств

Ключові слова: НАСОС,КОРПУС, , РОТОР, КАМЕРА,
ТЕМПЕРАТУРА,ЩІЛЬНІСТЬ,ЗАЗОР,ПОТУЖНІСТЬ,ВТРАТИ.

Зміст

| | |
|---|----|
| 1.Вплив температури на характеристики насоса | 6 |
| 2. Гідравлічні розрахунки | 35 |
| 2.1 Потужність насоса | 35 |
| 2.2 Робоче число обертів | 35 |
| 2.3 Геометричні розміри зубчатих коліс | 35 |
| 2.4Розміри робочих камер | 39 |
| 2.5Діаметри всмоктування та нагнітання | 40 |
| 2.6 Перевірка виконання безкавітаційної роботи насоса | 41 |
| 2.7 Гідравлічний розрахунок запобіжного клапану | 42 |
| 2.8 Розрахунок пружини запобіжного клапану | 44 |
| 2.9 Гідравлічний розрахунок перепускного клапану | 46 |
| 3.Розрахунок впливу температури на характеристики шестеренного насоса | 51 |
| 4.Улаштування і розрахунок блискавозахисту будівель і споруд | 70 |
| 5.Пожежна профілактика при проектуванні і будівництві промислових підприємств | 73 |
| Список використаної літератури | 76 |

1. Вплив температури на характеристики насоса

Робоча рідина гідросистем і її властивості

Робоча рідина є робочим тілом гідроприводу і може розглядатися як його елемент. Одночасно вона виконує функції мастильного та охолоджуючого Агента, а також захищає деталі від корозії, забезпечує працездатність і Надійність вузлів і гідроприводу.

Найбільш повно задовольняє вимогам, що пред'являються до роботи рідини, мінеральні масла нафтового походження, що представляють собою рідкі Дистиляти, загущені парафіном, церезином і іншими твердими вуглеводнями. Для спеціальних гідроприводів застосовуються також синтетичні рідини на основі органічних і кремнійорганічних сполук. Основними показниками для оцінки якості робочої рідини, стосовно тематики цього підручника, служать в'язкісно-температурні і її властивості, хімічна та фізична стабільність, агресивність по відношенню до гумових ущільнювача деталей і мастильна здатність.

В'язкість рідини

Характеристика в'язкості. в'язкість робочої рідини, під якою розуміється її властивості показувати опір деформації зсуву, є однією з найбільш важливих характеристик для розрахунку і проектування об'ємних гідравлічних машин і їх експлуатації. Від в'язкості рідини залежать об'ємні і механічні втрати при роботі насоса, можливість роботи гідроприводу при низьких і високих температурах.

Опис характеристики в'язкості рідини засноване на відомій гіпотезі Ньютона, згідно з якою напруга зрушення між сусідніми шарами рідини

нескінченно малої товщини пропорційні градієнту швидкості і зсуву в напрямку, перпендикулярному до напрямку руху рідини.

Механізм виникнення в'язкості обумовлений тим, що при перебігу в'язкої рідини вздовж твердої стінки швидкість руху її шарів в результаті гальмування потоку різна, внаслідок чого між шарами виникає сила тертя.

Вираз для напруги від сили тертя зрізу шару рідини в диференціальному вигляді, відоме як закон Ньютона, має вигляд

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

Де μ - коефіцієнт пропорційності;

в практиці називається коефіцієнтом динамічної або абсолютної в'язкості рідини;

u - швидкість зсуву;

y - відстань між шарами рідини, розмір перпендикулярний напрямком її руху.

відповідно до цього дотичне напруження T Шаруючи рідини площею F буде

$$T = \mu F \frac{du}{dy}$$

Отже, абсолютна в'язкість μ є силою, що діє на одиничну площу плоскої поверхні, яка переміщується з одиничною швидкістю відносно іншої плоскої поверхні, що знаходиться від одиничному на одиничному відстань.

В системі одиниць МКГСС Одиниці абсолютна в'язкості прийнято вважати дотичну силу, з якою один шар рідини площею 1 м^2 Діє на інший, Коли один шар рухається щодо іншого з градієнтом швидкості $1 \text{ м} / \text{с} \cdot \text{м}$. Розмірність цієї одиниці $\text{кг} \cdot \text{с} / \text{м}^2$. В системі одиниць СГС в'язкість

виражається в паузах П, причому в'язкість рідини дорівнює 1П, Якщо сила, необхідна для того, щоб переміщати одну відносно іншої дві паралельні пластини з рідини з площі поверхні 1 см^2 і градієнтом швидкості $1 \text{ см} / \text{с} \cdot \text{см}$, Складає 1 Діну. Ця одиниця коефіцієнта в'язкості позначається U і має в системі СГС розмірність $\text{дин} \cdot \text{с} / \text{см}^2$ або $\text{г} / (\text{см} \cdot \text{с})$.

Для прикладу можна дізнатися, що в'язкість води при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює приблизно 1П.

Для мало в'язких рідин μ зазвичай висловлюють в сантипуазах (сп).

Коефіцієнти динамічної в'язкості зв'язані наступними співвідношеннями:

$$1 \text{ кгс} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^2} = 98,1 \text{ П} = 9810 \text{ Сп}$$

$$1 \text{ П} = \text{дин} \cdot \frac{\text{с}}{\text{см}^3} = 0,010193 \text{ кгс} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^2}$$

$$1 \text{ сП} = 1,0193 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^2} = 0,01 \text{ П}$$

В системі СІ коефіцієнт динамічної в'язкості виражається в $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{см}^2$.

Кінематична в'язкість. Гідравлічних розрахунків зазвичай застосовують відношення коефіцієнта динамічної в'язкості μ до щільності ρ Рідини, яка називається коефіцієнтом кінематичної в'язкості ν і позначається

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

У системах СІ Ах і МКГСС ν виражається в $\text{м}^2 / \text{с}$, а в системі СГС в $\text{см}^2/\text{с}$. Величина в'язкості, що дорівнює $1 \text{ см}^2 / \text{с}$, називається Стоксом (Ст). У технічна практиці набули поширення сантистокс (сСт) .Вказані одиниці кінематичної в'язкості пов'язані з співвідношенням: $1 \text{ м}^2 / \text{с} = 10 \text{ 000 Ст} = 1 \text{ 000 000 сСт}$.

У технічних характеристиках вітчизняних масел виявляється (якщо відсутні спеціальні застереження) кінематична в'язкість,

виражена в сантистоксах при температурі 50 °С.

При виборі величини в'язкості робочої рідини для гідроприводів припадають враховувати ряд суперечливих факторів. з точки зору спрощення і герметизації ущільнюючих з'єднань, і особливо без застосування еластичних ущільнювачів коштів, в'язкість повинна бути можливо високою.

Однак підвищення в'язкості збільшує механічні втрати при русі вузлів гідравлічних машин і втрати напору в їх каналах, а також погіршує режим харчування (всмоктування) насосів . підвищення в'язкості рідини сповільнює реакцію виконавчих механізмів на сигнали регулювання (задають пристроїв). У загальному випадку для гідромашин, що працюють з високими тисками, слід вибирати рідини більш високої в'язкості, ніж для машин з більш низькими тисками.

На підставі досвіду можна рекомендувати для радіально поршневих насосів з тиском від 20 МПа (200 кгс / см²) і вище і які працюють в стабільних температурних умовах застосовувати масло з в'язкістю $\nu = 60 \div 150$ сСт і для насосів з тиском до 10 МПа (100 кгс / см²) - масла з в'язкістю $\nu = 30 \div 60$ сСт, Причому для аксіально-поршневих насосів зазвичай застосовується менш (на 25-50)% в'язкі масла, ніж для радіально-поршневих.

Умовні відносні одиниці в'язкості. на практиці зазвичай користуються Умовними одиницями в'язкості, вимірюваної за допомогою віскозиметрів. В вітчизняної промисловості застосовуються одиниці умовної в'язкості, що виражаються в градусах Енглера:

$$^{\circ}E = \frac{t}{t_B}$$

Перерахунок умовної в'язкості в кінематичну і абсолютне проводиться по наближеним емпіричними формулами або таблицями. для застосовуваних в гідросистемах масла при середньому значенні їх щільності $\rho = 100 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2 / \text{М}^4$ ($\gamma = 900 \text{ кгс} / \text{м}^3$) кінематична ν і умовна в'язкість в градусах Энглера пов'язані співвідношенням

$$\nu = 0.0731^{\circ E} - \frac{0.0631 \text{ см}^2}{^{\circ E} \text{ с}}$$

Перерахунок в'язкості в градусах Энглера ($^{\circ E}$) в одиниці абсолютно в'язкості (μ) може бути здійснений для поширених в гідросистемах рідин за спрощеною формулою $\mu = 0,00065^{\circ E}$. Для перерахунку динамічної в'язкості (μ) в одиниці умовної в'язкості можна також користуватися графіком.

Перерахунок в'язкості в градусах Энглера ($^{\circ E}$) в одиниці абсолютно в'язкості (μ) може бути здійснений для поширених в гідросистемах рідин за спрощеною формулою $\mu = 0,00065^{\circ E}$. Для перерахунку динамічної в'язкості (μ) в одиниці умовної в'язкості можна також користуватися графіком.

Залежність в'язкості від температури. з підвищенням температури в'язкість крапельних рідин знижується точка Чим менше змінюється в'язкість зі зміною температури, тим вище якість і експлуатаційні властивості робочої рідини. до одних з основних критеріїв цієї залежності є характеристика по застигання, умовно оцінює втрату рухливості частинок. при цьому рідина масло не перетворюється в тверде тіло.

висловити Закон зміни в'язкості рідини від температури математичними рівняннями, природними для практичного застосування, не надається можливим, в зв'язку з чим в практиці користуються емпіричними залежностями. Наведені криві залежності в'язкості поширених масел від температури:

- 1 - трансформаторна,
- 2 - індустріальне 12,
- 3 - індустріальне 20,
- 4 - індустріальне 30,
- 5 - індустріальне 50,
- 6 - автотракторне.

З застосовуваних в гідроприводу морозостійкий Мінеральних масел найбільш статеву м'ясо-кісткове характеристику має масляна суміш АМГ-10 (малюнок в). В'язкість яка змінюється в діапазоні температур ± 60 °С в межах 8 - 2000 сСт. Ще Більш Положиста характеристику мають рідини на основі кремній-органічних сполук, для яких мінімальне значення в'язкості в зазначеному діапазоні температур менше максимального лише в 40-50 разів. При застосуванні рідин, що мають круту криву температурної залежності в'язкості, ускладнюється робота гідросистеми в зимових умовах.

Це обумовлено в основному тим, що при підвищенні в'язкості рідини при низьких температурах вище допустимих значень погіршується її прокачуваності В магістралях з засмоктування при відкритих баках насосами.

Індекс в'язкості. точка Для оцінки впливу температури на в'язкості робочої рідини (масла) в практиці користуються поняттям індексу в'язкості, що характеризує співвідношення в'язкості масел в деякому температурному інтервалі (наприклад від 0 до 100 °С або від 50 до 100 °С) .. Таким чином, індекс в'язкості є відносною величиною, що показує ступінь зміни в'язкості масла в залежності від температури (рисунок б. і в.) тобто характеризує положистість температурної кривої в'язкості масла (Чим нижче індекс в'язкості, тим більше погано крива в'язкості).

За Еталон Приймає два масла - одне дуже пологої температурної кривої в'язкості, а інше - з дуже крутий. Ступінь зміни в'язкості 1 масла від

температури називають індексом в'язкості, умовно рівним 100 одиницям. ступінь зміни в'язкості другого масла прийнято за індекс в'язкості,

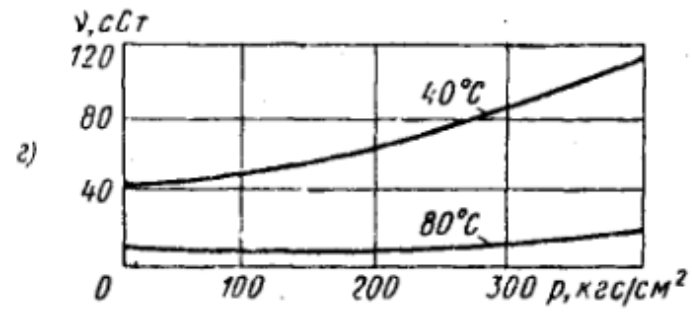
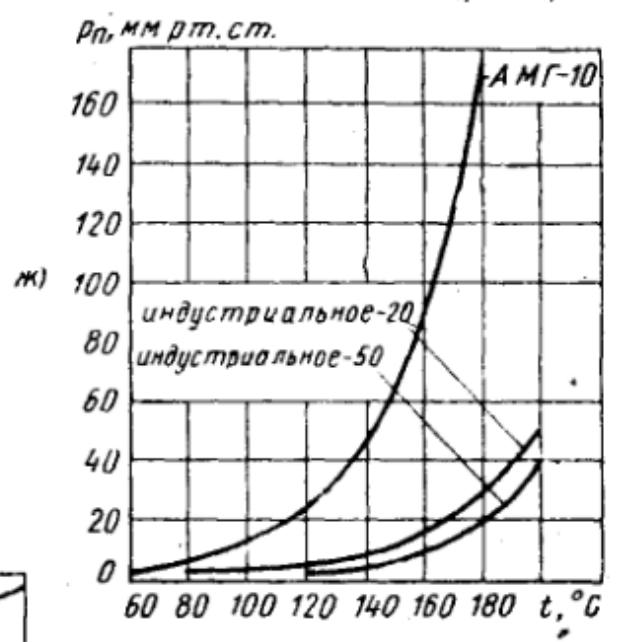
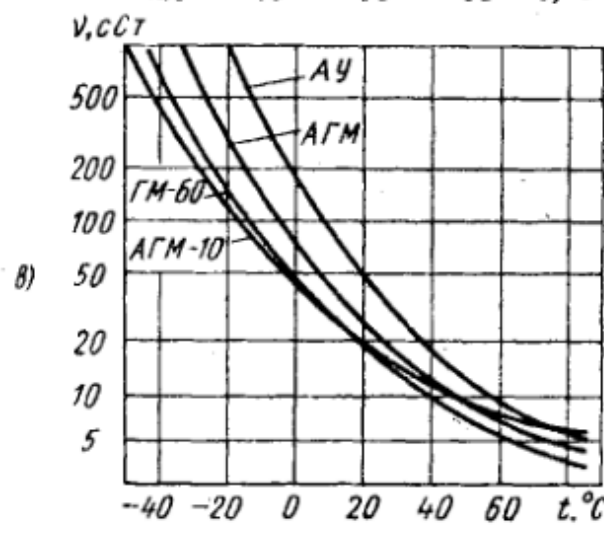
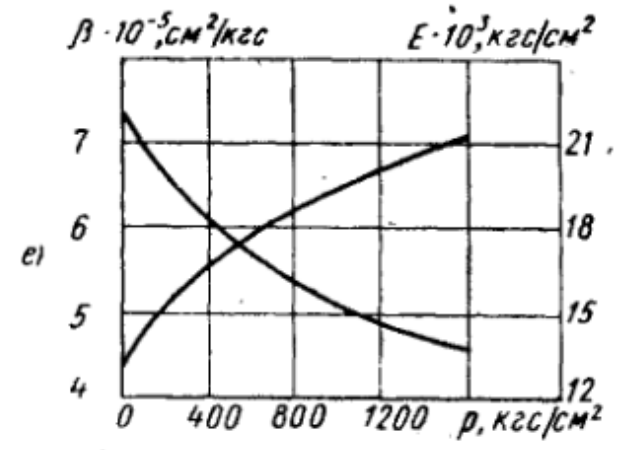
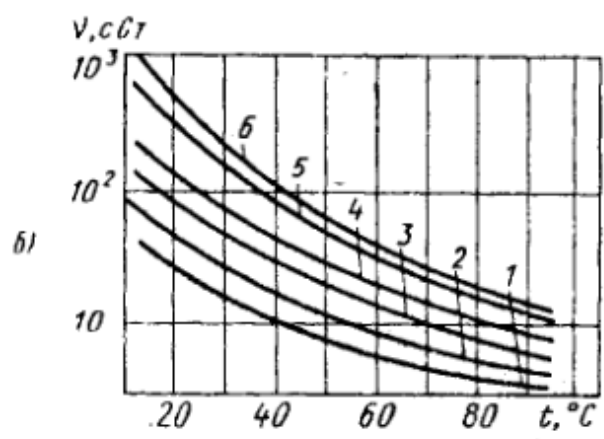
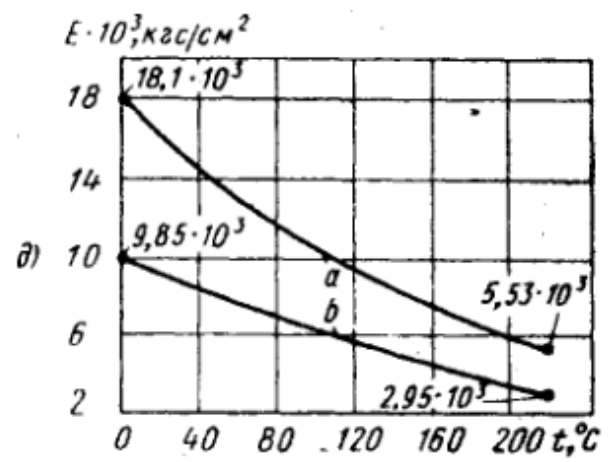
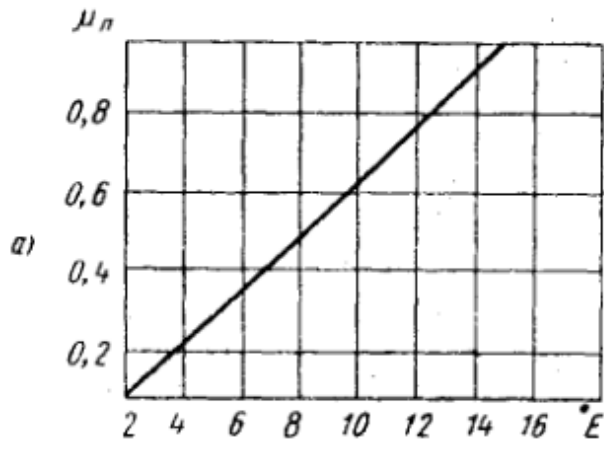
що дорівнює нулю. Порівнюючи температурні зміни в'язкості зазначених еталонів, обчислюють індексу в'язкості масел для даного температурного інтервалу. в якості еталонів масел індексом в'язкості 100,0 приймає жодне якесь масло, а ряд масел, що відрізняються один від одного лише в'язкістю. випробувані масла порівнюють з двома еталонними маслами, а мають індекси 100,0 і в'язкість при 98,9 °С, однакову з в'язкістю випробовується масла.

У США індекс в'язкості масел визначається порівнянням випробуваного масла з умовно обраним з кращий пенсільванською нафти, індекс якого прийнято за 100. більше наближається випробувані масло за цим показником до умовного масла, тим вона краще.

Відносне зміна в'язкості μ на 1 °С називають температурним коефіцієнтом в'язкості; він виражається співвідношенням

$$t_{\mu} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\mu}{dt}$$

Залежність в'язкості від тиску. в'язкість рідин збільшується з підвищенням тиску. В межах відносно невеликих тисків - від 0 до 30 ÷ 40 МПа (від нуля до 300 - 400 кгс / см²) В'язкості поширених мінеральних масел для гідросистем змінюється зі зміною тиску п практично лінійно малюнок р при цьому в'язкість маловязких масел змінюється під тиском менше, ніж високов'язких.



У загальному випадку при наближених практичних розрахунках для визначення залежності в'язкості мінеральних масел, що застосовуються в гідросистемах, від тиску для діапазону від 0 до 50 МПа (від 0 до 500 кгс / см²) користуються спрощеним емпіричним рівнянням

$$v_p = v_0(1 + kp)$$

Де V_p і V_0 - кінематичний коефіцієнт в'язкості відповідно при тиску p і атмосферному (нульовому);

k - коефіцієнт, я залежний від сорту масла

(Для легких масел $v_{50} < 15$ сСт, $k = 0,002$;

для важких масел $v_{50} > 15$ сСт, $k = 0,003$).

Об'ємні втрати і об'ємний К.К.Д насоса

Об'ємні втрати

У реальних насосах мають місце об'ємні втрати, в результаті яких фактична подача рідини буде меншою за геометричну.

Відповідно до цього розрізняють, крім теоретичної, фактичну (ефективну) подачу насоса (Q) під якою розуміють подачу рідини насосом при певних значеннях перепаду тиску Δp , частоті обертання (n) та за інших умов, що впливають на об'ємні втрати в насосі.

Величина фактичної подачі (Q) буде меншою за розрахункову (Q_t) на величину об'ємних втрат $\Delta Q_n = Q_t - Q$, які виникають в результаті перетікання (витоків) рідини Під дією перепаду тиску з робочої порожнини в неробочу (ΔQ_1), а також втрат (ΔQ_2), обумовлених неповним наповненням робочих камер рідиною при проході їх через зону всмоктування внаслідок гідравлічного опору вихідних каналів, кавітаційних процесів та виділення повітря, а також дії, у ряді випадків, на рідину відцентрових сил.

Для поршневих насосів з клапанним розподілом істотний вплив на об'ємний к.к.д. надають виток через всмоктувальні та нагнітальні клапани внаслідок їх негерметичності, а також запізнення закриття клапанів точка запізнювання закриття всмоктувального клапана до моменту початку нагнітального ходу поршня призведе до того, що деяка кількість рідини, що заповнює циліндр, буде витіснена на початку нагнітального руху поршня назад в лінію, що всмоктує;

Запізнення закриття нагнітального клапана призведе до того, що на початку всмоктуючого ходу поршня в циліндр надходитиме рідина з нагнітальної лінії.

Кількісне порівняння безпосередніх витоків рідини з умовними (об'ємними втратами на всмоктуванні) показує, що останні можуть становити в деяких випадках 75% всіх об'ємних втрат у насосі.

Основними причинами неповного заповнення рідиною робочих камер насоса при проходженні ім'я всмоктувальної зони є недостатній напір (малий тиск) на вході в насос і великий опір всмоктувальних каналів, що підводять рідину до розподільних вікон блоку, а також опір розподільних вікнах і в самих циліндрах.

Для шестеренних і пластинчастих насосів до зазначеного опору додається опір, зумовлена відцентровою силою рідини при обертанні робочих вузлів насосів.

Опір всмоктувальної лінії (що включають інерційні втрати) може призвести, залежно від величини абсолютного тиску на вході в насос, розрив потоку рідини (кавітації). Поява такого режиму насоса особливо реальна за високої частоти обертання.

При збільшенні частоти обертання пропорційно збільшується кількість рідини, що проходить через канали, що підводять, і вузол розподілу, а отже, опір потоку (втрати напору). Очевидно, для даного тиску рідини на вході в насос може бути досягнута така частота обертання, при якій у насос не

надходитиме при даному тиску на вході кількість рідини, необхідна для заповнення робочих камер.

При подальшому підвищенні частоти обертання $>n_2$ лінійність підвищення фактичного завдання насоса Q порушується, малюнок (а), а при деякій великій частоті обертання вона навіть знижуватиметься зі збільшенням n (насос працюватиме в кавітаційному режимі).

Відповідно до зазначеного фактична подача насоса Q виражається

$$Q = Q_t - \Delta Q_H = Q_t - (\Delta Q_1 + \Delta Q_2),$$

де Q_t - теоретична (геометрична) подача;

$\Delta Q_H = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$ - Об'ємні втрати рідини (включаючи і втрати висмоктування).

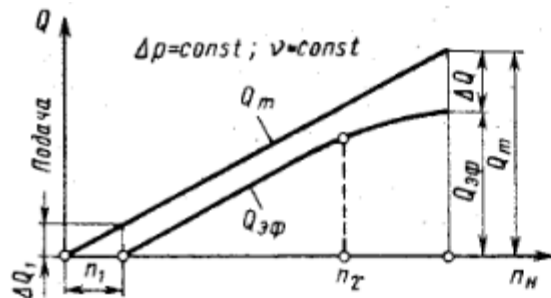
Зважаючи на те, що внутрішні зазори в машині неминуче мають місцеве звуження і розширення, а стінки, що утворює ці зазори, можуть періодично коливатися перпендикулярно напрямку потоку (внаслідок чого опір зазорів періодично змінюються за один оборот валу), точний розрахунок витоків представляє відомі труднощі та облік їх провадиться на підставі дослідних даних.

Експерименти показують, що безпосередній витік рідини через зазори гідравлічних машин змінюється за всіх інших рівних умов практично прямо пропорційна перепаду тиску. тому вираз для цих витоків може бути поданий у вигляді

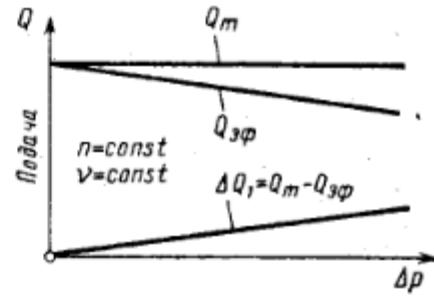
$$\Delta Q_1 = r p,$$

де r - постійний за інших рівних умов коефіцієнт витоків.

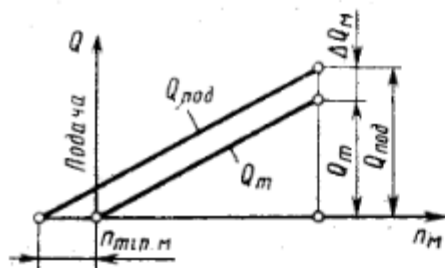
на малюнку (б) наведено графіки принципової залежності подачі Q Насоса від величини перепаду тиску Δp для випадків



а) частота обертання двигуна



б) перепад тиску



в) частота обертання гідромотора

Відсутність умовних витоків (при повному заповненні робочих камер у зоні всмоктування) і такої жорсткості конструкції насоса, при якій зазори при зміні тиску не змінюються. Відповідно до цього лінійною буде також залежність величини витоків рідини ΔQ_1 через зазори у функції Δp .

З іншого боку, оскільки зазори при зміні частоти обертання насоса практично не змінюються, а також враховуючи, що швидкість перебігу рідини через зазори значно більша за швидкість ковзних пар, що утворюють ці зазори, величина витоків рідини через зазори практично не залежить від частоти обертання до певного значення (con_2).

Відповідно до цього фактична подача (Q) змінюється за цих умов прямо пропорційна частоті обертання.

Крива подачі Q буде при цьому практично паралельна кривій Q_t , зміщені щодо неї на величину ΔQ_1 . При частоті обертання меншою n насос не буде розвивати необхідного перепаду тиску, тобто при цій частоті розрахункова подача дорівнює витокам, малюнок (а);

$$Q_t = nq = \Delta Q_1.$$

Отже, виток через зазори в насосі обмежують мінімальну частоту обертання, при якій ще можливе отримання максимального тиску на виході.

Оскільки внутрішній виток збільшується з підвищенням перепаду тиску в системі, насоси оцінюються по подачі при заданому тиску.

Об'ємний К.К.Д

Вказані об'ємні втрати в насосі характеризується його об'ємним к.к.д., який показує, наскільки фактична (ефективна) подача (Q) насоса відрізняється від середньої теоретичної (Qt) і є відношенням корисної ефективної потужності насоса до суми корисної потужності та потужності, втрачене з витоками або, що теж, відношення фактичної подачі до середньої теоретичної:

$$\eta_{\text{об.н}} = \frac{N_{\text{эф}}}{N_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{эф}}}{Q_{\text{т}}}$$

Корисна (ефективна) потужність насоса N - потужність, повідомляються насосом рідкому середовищі та визначається залежністю

$$N_{\text{эф}} = Q_{\text{эф}} p$$

де Q - ефективна подача насоса;

p - Тиск насоса.

Середню теоретичну подачу визначається розрахунковим шляхом за наведеними нижче формулами або вимірюють при повільному ($n = 20 \div 30$ об/хв) Прокручування рукоятки насоса.

При нульовому перепаді тиску рідини між порожнинами входу та виходу (при нульовій різниці рівнів рідини $H_1 \approx H_2$

У забірному (а) та зливному (b) резервуарах).

На підставі формули

$$Q = Qt - \Delta Q_H = Qt - (\Delta Q_1 + \Delta Q_2),$$

Можемо написати

$$\eta_{об.н} = \frac{Q_{эф}}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_1 + \Delta Q_2}{Q_T}$$

З наведеного випливає, що об'ємні втрати рідини в насосі зменшують в $\eta_{об.н}$ його подачу.

Фактична подача насоса (з урахуванням об'ємного к.к.д.)

$$Q_{эф} = qn\eta_{об.н} = Q_T\eta_{об.н}$$

З виразу

$$\eta_{об.н} = \frac{Q_{эф}}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_1 + \Delta Q_2}{Q_T}$$

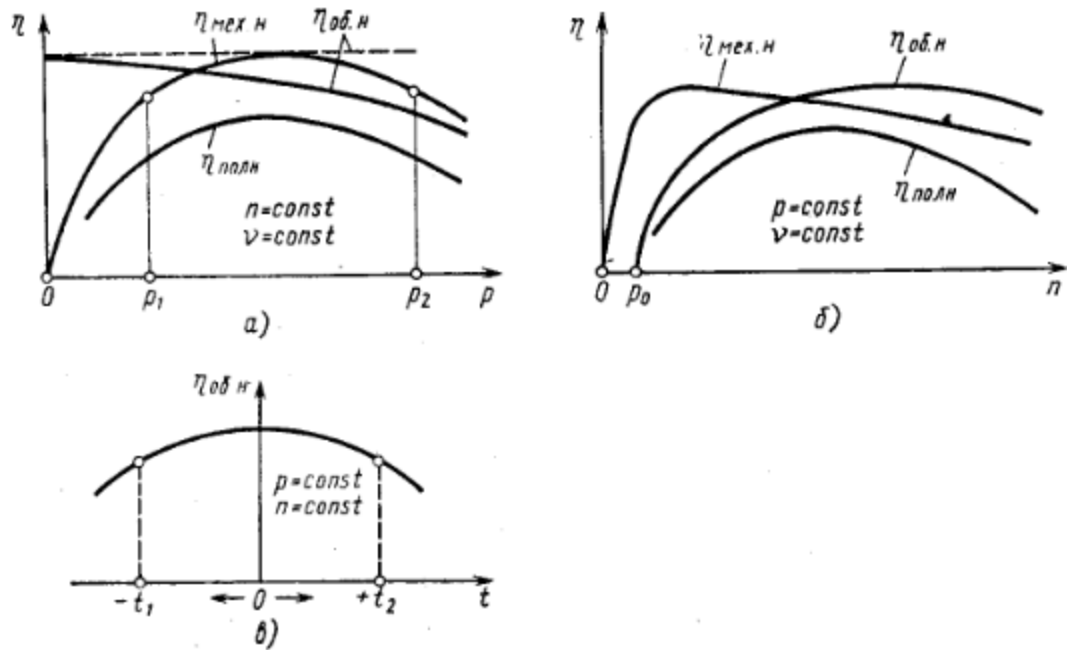
-слід, що об'ємний к.к.д. регульованого насоса буде знижуватися при зменшенні розрахункової подачі, досягаючи при ($Qt = \Delta Q_H$) нульового значення.

Ефективна подача, виражена через характерний обсяг (ω)

І параметр регулювання ($\bar{\varepsilon}$) для насосів, що регулюються, визначитися

$$Q_{эф} = \varepsilon\omega\eta_{об.н}$$

де $\eta_{об.н}$ - Об'ємний к.к.д. насоса.



Примирливо до регульованого насоса у цьому вираженні значення параметра регулювання приймається рівним позитивної одиниці.

Механічні втрати потужності та механічний к.к.д. гідромашини

Механічні втрати

Перетворення енергії в гідромашині (механічної в Гідравлічну – в насосі, або гідравлічної в механічну - в гідромоторі) забезпечується рухом робочих елементів (витіснювачів), яке супроводжується втратами енергії (потужності) на тертя механічних частин, а також на подолання в'язкісного та інерційного опорів рідини в каналах машини.

Ці механічні втрати потужності характеризуються механічним к.к.д. машини, величина якого виражає відносну частку механічних втрат у машині. Вказаний к.к.д. дорівнює відношенню теоретичної (індикаторної) потужності до потужності, підведеної до машини зовні. Для насоса підведеною

потужністю є приводна потужність $N_{пр}$, на його валу, для гідромотора - потужність, що відповідає фактичному витрати $Q_{под}$ При цьому тиску.

Інакше висловлюючись, зазначені механічні втрати визначаються як різниця між теоретичною (індикаторною) потужністю та фактичною потужністю на валу машини. Відмінність насоса від гідромотора, з цієї точки зору, полягає лише в тому, що для визначення втрат у насосі теоретичну потужність віднімають з фактичної (привідної) потужності на валу насоса, а в моторі фактичну потужність на вихідному валу віднімають з його теоретичної потужності.

Механічні втрати потужності можуть бути також вичленовані:

для насосу

$$\Delta N_H = N_{пр} - N_T$$

для гідромотора

$$\Delta N_M = N_T - N_{эф}$$

де $N_{пр}$ - потужність (привідна) на валу насоса;

$N_{эф}$ - потужність, що знімається з валу гідромотора (ефективна потужність);

N_T , - теоретична (індикаторна) потужність машини
(Насоса або гідромотора);

ΔN_H и - механічні втрати Потужності відповідно в насосі та гідромоторі.

Отже, механічні втрати збільшують потужність і крутний момент на валу насоса та зменшують їх на валу гідромотор. Відповідно фактичний крутний момент на валу насоса $M_{пр}$ або гідромотора $M_{эф}$ так як крутний момент, необхідний для приводу насоса, або момент, що розвивається

гідромотором, дорівнюватиме сумі моментів, що крутять (або сумі потужностей):

Для насоса

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{т.м}} + \Delta M_{\text{н}}$$

для гідромотора

$$M_{\text{эф}} = M_{\text{т.м}} + \Delta M_{\text{м}}$$

де $\Delta M_{\text{н}}$ і $\Delta M_{\text{м}}$ - втрати моментів відповідно в насосі

та в гідромоторі;

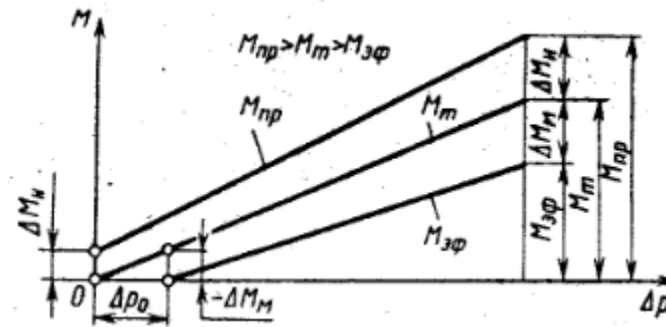
$M_{\text{т.м}}$ - теоретичний (індикаторний) крутний момент насоса та гідромотора, під яким розуміється момент, що розвивається перепадом

Δp тиску рідини в камерах насоса або гідромотора без урахування втрат на механічне тертя та втрат опору рідини;

$$M_{\text{т.м}} = \omega_{\text{н}} \Delta p_{\text{н}} \text{ і } M_{\text{т.м}} = \omega_{\text{м}} \Delta p_{\text{м}}$$

$\omega_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}}}{2\pi}$ і $\omega_{\text{м}} = \frac{q_{\text{м}}}{2\pi}$ - питомий (характерний) обсяг відповідно насоса та

гідромотора; $q_{\text{н}}$ і $q_{\text{м}}$ - робочі об'єми насоса та гідромотора,



Відрізок Δp_0 , характеризує втрати на старіння ненавантаженого гідромотора.

З наведеного випливає, що момент тертя в гідромоторі не впливає на його кінематичні характеристики (якщо знехтувати збільшенням витоків, обумовленим підвищенням тиску, а впливає лише на перепад тиску в гідромоторі.

приклад. Розрахувати тиск у Гідромоторі, що відповідає розрахунковому.

моменту $M_T = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($400 \text{ кгс} \cdot \text{см}$)

та фактичний тиск з урахуванням моменту

тертя, витраченого на подолання механічних втрат у машині. Робочий

об'єм гідромотора $q = 25 \text{ см}^3$ і момент тертя $M_{тр} = 35 \text{ кгс} \cdot \text{см}$

Рішення; Перепад тиску Δp_T що відповідає розрахунковому моменту.

$$\Delta p_T = \frac{2\pi M_T}{q} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 40}{25 \cdot 10^{-6}} \approx 10 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 10 \text{ МПа} \approx 100 \text{ кгс/см}^2$$

Перепад тиску Δp з урахуванням моменту тертя $M_{тр} = 3,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$\Delta p = \frac{2\pi(M_T + M_{тр})}{q} = \frac{2 \cdot 3,14(40 + 3,5)}{25 \cdot 10^{-6}} \approx 11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 11 \text{ МПа}$$

$$\approx 110 \text{ кгс/см}^2$$

Розрахунковий (індикаторний) момент M_T , що крутить, на валу гідромашини, що розвивається силою тиску рідини на робочі її елементи, може бути виражений також у загальному вигляді (без урахування втрат тертя)

$$M_T = k_M \Delta p$$

Де $\Delta p = p_1 - p_2$ - Перепад тисків;

$k_M = \frac{M_T}{\Delta p}$ - Коефіцієнт крутного моменту, що характеризує питоме значення моменту при перепаді тисків, що дорівнює одиниці.

З наведених формул $N_T = \Delta p Q_T$ і $N_T = \omega M_T$ що виражають потужність у гідравлічних (витрата Q_T та тиск Δp рідини) і механічних (кутова швидкість ω і момент M_T) параметрах, а також з урахуванням рівності $Q = \omega \omega$ можемо отримати

$$M_T = \omega \Delta p$$

де ω - Питомий (характерний) обсяг машини.

З аналізу формул випливає, що коефіцієнт моменту чисельної дорівнює питомому об'єму машини:

$$k_M = \omega$$

Розрахунковий (індикаторний) момент на валу регульованої гідромашини

$$M_T = \varepsilon \omega \Delta p$$

де ε - Параметр регулювання,

Механічний к. к. д. насосу

З наведеного випливає, що робота, що передається приводним двигуном насоса, більше внутрішньої роботи насоса.

Величину роботи подолання тертя у механізмі насоса. Відповідно до цього механічний к. п. д. насоса може бути виражений

$$\eta_{\text{мех.н}} = \frac{N_{\text{Т}}}{N_{\text{пр}}} \text{ або } \eta_{\text{мех.н}} = \frac{M_{\text{Т}}}{M_{\text{пр}}}$$

де $M_{\text{Т}}$, $M_{\text{пр}}$ - теоретичний (індикаторний) момент, що крутить на валу насоса і приводний момент, прикладений до його валу (момент, необхідний обертання валу насоса).

Виразивши крутний момент $M_{\text{Т}}$ через теоретичну потужність $N_{\text{Т}} = \Delta p q \eta$ та кутову швидкість $\omega = 2\pi n$ отримаємо

$$M_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{Т}}}{\omega} = \frac{\Delta p q}{2\pi}$$

Відповідно до цього виразу набуде вигляду

$$\eta_{\text{мех.н}} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \cdot \frac{1}{M_{\text{пр}}}$$

Отже, механічні втрати збільшують у $\frac{1}{\eta_{\text{мех.н}}}$ раз теоретичний момент $M_{\text{Т}}$, на валу насоса,

З урахуванням механічного к. к. д. приводний момент висловиться

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{Т}}}{\eta_{\text{мех.н}}} = \Delta p \frac{q}{2\pi} \frac{1}{\eta_{\text{мех.н}}}$$

або через характерний обсяг $\omega_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{н}}}{2\pi}$

$$M_{\text{пр}} = \frac{\omega_{\text{н}} \Delta p_{\text{н}}}{\eta_{\text{мех.н}}}$$

Привідний момент $M_{\text{пр}}$ вимірюють при знятті характеристик насоса, а теоретичний момент, що розвивається тиском рідини в робочих камерах без урахування втрат на механічне тертя та втрат в'язкого опору рідини, обчислюють за формулами, наведеними нижче.

Виразивши приводний момент на валу насоса через суму моментів, що крутять $M_{\text{пр}} = M_{\text{Т}} + \Delta M_{\text{н}}$ а потужність, прикладену.

до валу насоса (привідну потужність $N_{\text{пр}}$), через суму потужностей $N_{\text{пр}} = N_{\text{Т}} + \Delta N_{\text{н}}$ вирази можна подати у вигляді

$$\eta_{\text{мех.н}} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{н}}}{N_{\text{пр}}} = 1 - \frac{\Delta N_{\text{н}}}{\Delta N_{\text{н}} + N_{\text{Т}}}$$

$$\eta_{\text{мех.н}} = 1 - \frac{\Delta M_{\text{н}}}{M_{\text{пр}}} = 1 - \frac{\Delta M_{\text{н}}}{\Delta M_{\text{н}} + M_{\text{Т}}}$$

де $\Delta M_{\text{н}}$ і $\Delta N_{\text{н}}$ - втрати відповідно моменту та потужності у насосі, обумовлені механічним тертям та гідравлічним опором.

З наведених виразів випливає, що при збільшенні дробового числа правої частини рівняння (в результаті підвищення втрат $\Delta N_{\text{н}}$ при постійному $N_{\text{Т}}$ або при зниженні $N_{\text{Т}}$, що має місце у насосах з регулюванням подачі при регулюванні у бік її зниження) к.к.д. насоса буде зменшуватися.

Як видно із залежності механічного к. к. д. насоса $\eta_{\text{мех.н}}$ і від вихідного тиску p при підвищенні тиску до деякого значення p_1 механічний к.к.д. збільшується практично пропорційно до підвищення тиску. Це обумовлено тим, що збільшення механічних втрат потужності $\Delta N_{\text{н}}$ що спостерігається з підвищенням тиску рідини не пропорційно збільшенню теоретичної потужності $N_{\text{Т}}$.

При тисках від p_1 до p_2 механічний к.к.д. практично стабілізується, а при подальшому підвищенні тиску знижується. Це зниження зумовлене інтенсивним збільшенням при цьому механічних втрат $\Delta N_{\text{н}}$ в результаті чого привідна потужність $N_{\text{пр}}$ збільшенням тиску підвищується інтенсивніше, ніж теоретична потужність $N_{\text{Т}}$

Розрізняють також гідравлічний к. к. д. насоса, який показує, наскільки манометричний тиск, що розвивається насосом відрізняється від теоретичного напору. Гідравлічний к.к.д. визначається ставленням корисної потужності насосу до суми корисної потужності та потужності, витраченої на подолання гідравлічних опорів у насосі. Через деяку складності вимірювання втрат напору, обумовлених гідравлічним опором, гідравлічний к. к. д. зазвичай не розраховується, а гідравлічні втрати враховуються механічним до, к.к.д.

Сумарні втрати потужності у гідромашині

Відповідно до наведеного балансу потужності будь-якої гідромашини можна виразити рівнянням

$$N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} + \Delta N_{\text{об}} + \Delta N_{\text{вых}}$$

де $N_{\text{в\у\х}}$ - вихідна або корисна потужність гідромашини;

$N_{\text{в\у}}$ - Вхідна потужність, витрачена на роботу гідромашини;

$\Delta N_{\text{об}} = \Delta Q_{\text{об}} \Delta p$ - Потужність об'ємних втрат;

$\Delta N_{\text{мех}} = \omega \Delta M_{\text{мех}}$ - Потужність механічних втрат (включаючи втрати гідравлічного опору);

$\Delta Q_{\text{об}}$ - Об'ємні втрат (втрати витрати);

$\Delta p = p_1 - p_2$ - Перепад тиску в гідромашині;

$\Delta M_{\text{мех}}$ - механічні (включаючи гідравлічні)

втрати, виражені у втратах моменту, що крутить, приведенного до валу гідромашини.

Для насоса вхідною потужністю є потужність його валу; вона виражається через механічні параметри

$$N_{\text{в\у}\cdot\text{н}} = \omega_{\text{н}} M_{\text{пр}}$$

Вхідна потужність виражається за допомогою гідравлічних параметрів:

$$N_{\text{в\у}\cdot\text{н}} = Q_{\text{эф}} \Delta p_{\text{н}}$$

Де $\omega_{\text{н}}$ і $M_{\text{пр}}$ - кутова швидкість і момент (привідний) на валу насоса;

$Q_{\text{эф}}$ і $\Delta p_{\text{н}}$ - корисна (фактична) витрата та перепад тисків у насосі.

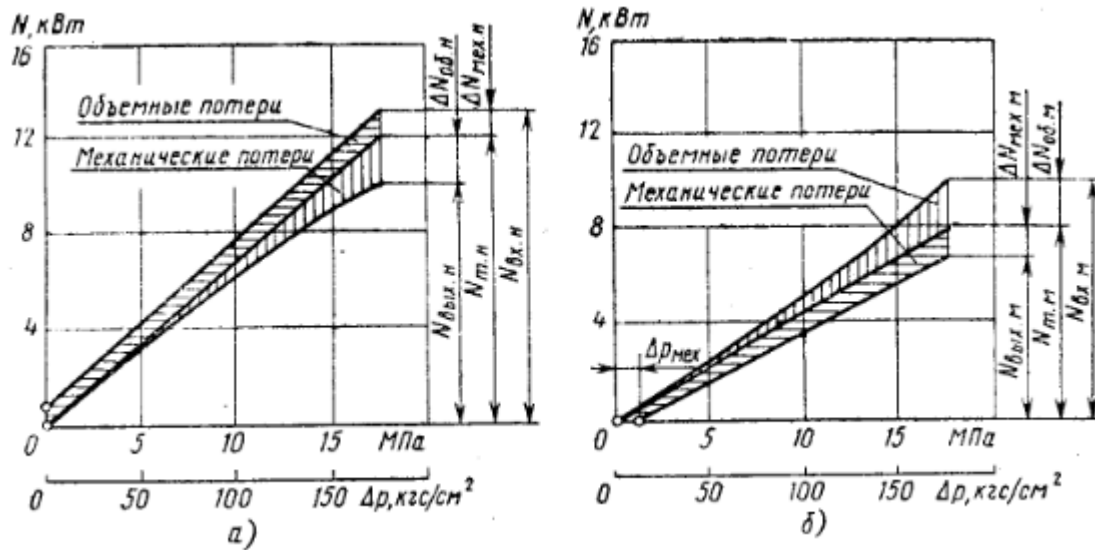
Відповідно для гідромотора

$$N_{\text{в\у}\cdot\text{н}} = Q_{\text{под}} \Delta p_{\text{м}}$$

$$N_{\text{ВЫХ·Н}} = \omega_{\text{М}} M_{\text{ЭФ·М}}$$

де $Q_{\text{ПОД}}$ і $\Delta p_{\text{М}}$ - споживана (підводиться) витрата рідини та перепад тисків у гідромоторі;

$\omega_{\text{М}}$ і $M_{\text{ЭФ·М}}$ - Кутова швидкість і корисний крутний момент на валу гідромотора.



Об'ємні та механічні втрати в насосі (а) та гідромоторі (б)

На рис. показані криві об'ємних та механічних втрат у насосів та гідромоторів у функції тиску.

Повний або загальний к.к.д. гідромашини (насоса або гідромотора) враховує всі втрати потужності (енергії), як об'ємні, так і механічні, на які різні фактори впливають по різному. Цей коефіцієнт дорівнює відношенню потужності до підводиться. Повний к.к.д. гідромашини показує, наскільки корисна (ефективна або віддається) потужність відрізняється від споживаної потужності, що підводиться. Значення цього к.к.д. обчислюється зазвичай як твір відповідних об'ємного $\eta_{\text{об}}$ та механічного $\eta_{\text{мех}}$ к.к.д.:

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{эф}}}{N_{\text{под}}}$$

Для насосу

$$\eta_{\text{пол·н}} = \eta_{\text{об·н}} \eta_{\text{мех·н}} = \frac{Q_{\text{эф}}}{Q_{\text{т}}} \cdot \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{пр}}} = \frac{N_{\text{вых·н}}}{N_{\text{вх·н}}}$$

Цей коефіцієнт показує, наскільки потужність, що відповідає фактичній подачі $Q_{\text{эф}}$ насоса.

менше приводної потужності $N_{\text{пр}}$.

Криві принципальної залежності $\eta_{\text{пол·н}}$ насоса від тиску p і швидкості n

Для гідромотора повний к.к.д.

$$\eta_{\text{пол·м}} = \eta_{\text{об·м}} \eta_{\text{мех·м}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{под}}} \cdot \frac{N_{\text{эф}}}{N_{\text{т}}} = \frac{N_{\text{вых·м}}}{N_{\text{вх·м}}}$$

Він показує, наскільки ефективна потужність $N_{\text{эф}} = N_{\text{вых·м}}$

на вихідному валу гідромотора менше потужності $N_{\text{вх·м}}$

відповідної витраті рідини, що підводиться до гідромотора $Q_{\text{под}}$

під робочим тиском.

Для гідропередачі, що складається з насоса та двигуна, повний к.к.д. складе (без урахування втрат напору в каналах, що з'єднують насос і мотор)

$$\eta_{\text{пол·вер}} = \eta_{\text{пол·н}} \eta_{\text{пол·м}} = \frac{N_{\text{вых·н}}}{N_{\text{вх·н}}} \cdot \frac{N_{\text{вых·м}}}{N_{\text{вх·н}}}$$

За умови $\Delta p_H = \Delta p_M$ і приймається до уваги $Q_{\text{эф}\cdot\text{H}} = Q_{\text{под}\cdot\text{M}}$ можемо написати на основі рівнянь вище,

$$\eta_{\text{пол}\cdot\text{пер}} = \frac{N_{\text{вых}\cdot\text{M}}}{N_{\text{вх}\cdot\text{M}}} \cdot \frac{M_{\text{эф}\cdot\text{M}}}{M_{\text{пр}\cdot\text{H}}} \cdot \frac{\omega_M}{\omega_H}$$

Відповідно до цього корисна потужність з урахуванням об'ємних та механічних втрат складе:

насосу

$$N_{\text{пол}} = Q_{\text{эф}} \Delta p_H = \omega_H M_{\text{пр}} \eta_{\text{пол}\cdot\text{H}} = \omega_H \omega_M \eta_{\text{пол}\cdot\text{H}}$$

гідромотора

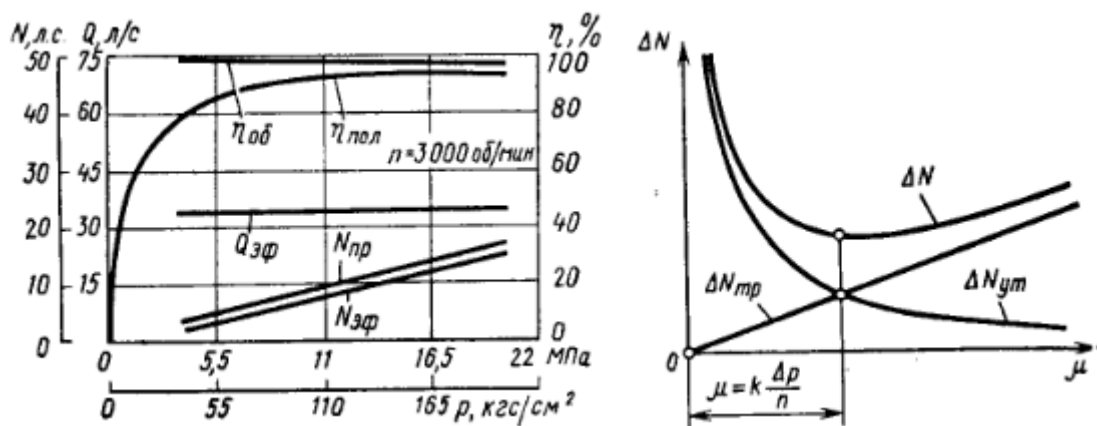
$$N_{\text{пол}} = M_{\text{эф}} \omega_M = Q_{\text{под}} \Delta p_M \eta_{\text{пол}\cdot\text{H}}$$

де ω_H і ω_M - кутові швидкості відповідно насоса і гідромотора. Для регульованих насосів у вираз вище підставляється

поточне значення $\omega_H = \bar{\varepsilon} \omega_{H \text{ max}}$, де $\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{max}}}$ параметр регулювання, що змінюється від -1 до +1. Наведено залежність від тиску характеристики аксіально-поршневого насоса. Повний к.к.д. залежить від в'язкості рідини, причому при оцінці впливу цього параметра на к.к.д. слід враховувати, що підвищення до відомих меж в'язкості рідини позначається, завдяки зменшенню витоків, на об'ємному к.к.д. позитивно. Однак, поряд з цим, підвищення в'язкості і викликане цим збільшення тертя негативно позначається на механічному к.к.д. Тому задля забезпечення високого

значення повного к.к.д. в'язкість рідини повинна бути такою, щоб сумарні об'ємні та механічні втрати були мінімальними.

Наведені криві втрати потужності ΔN залежно від в'язкості рідини, обумовлених рідинним тертям $\Delta N_{тр} = k_1 \mu n^2$ і витоком рідини $\Delta N = k_2 \frac{\Delta p^2}{\mu}$ де k_1 і k_2 - Коефіцієнти пропорційності і μ - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.



Загальна втрата потужності становитиме

$$\Delta N = \Delta N_{тр} + \Delta N_{ут} = k\mu n^2 + k_2 \frac{\Delta p^2}{\mu}$$

З цього рівняння випливає, що мінімальні втрати мають місце при в'язкості

$$\mu = k \frac{\Delta p}{n}$$

Отже, найбільше значення к.к.д. при заданій в'язкості буде лише в одній точці, що відповідає оптимальному перепаду тиску при $n = \text{const}$ або оптимальною частотою обертання при $\Delta p = \text{const}$.

При підвищенні в'язкості збільшується, крім зазначеного,

опір всмоктувальних каналів, що може призвести до порушення заповнення робочих камер насоса рідиною при проході ними зони всмоктування та зниження фактичної подачі.

Зазвичай повний к.к.д. насосів, що застосовуються в гідравлічних системах машин, коливається від 0,75 до 0,94, причому більше високим к.к.д. мають поршневі насоси, середнім за величиною - пластинчасті (шиберні) насоси і мінімальним із зазначених значень - шестеренні і гвинтові насоси.

Енергія, що втрачається в гідромашині, переходить у тепло, яке викликає нагрівання робочої рідини, що проходить через внутрішні порожнини машини, і нагрівання деталей, що омиваються, причому деякі деталі змінних порожнин машини нагріваються до температури, викликає поверхневе кипіння рідини на їх стінках. Для уникнення такого явища у цих схемах часто застосовують охолоджувачі (теплообмінники).

Зі всієї суми втрат енергії в гідромашинах найбільша частина посідає механічні втрати (до 90% загальних втрат). Зважаючи на це на зменшення цих втрат має бути звернено особливу увагу.

Складність процесів, що становлять робочий цикл машини, а також велика кількість параметрів, що зумовлюють відому наближеність розрахунків. Слід також врахувати, що навіть експериментальні дані відповідають деяким середнім значенням конкретного екземпляра машини, тоді як реальні машини однакової конструкції і навіть розмірів уникають

відрізняються більшою чи меншою мірою за характеристиками один від одного. Ця не ідентичність об'ємних характеристик становить у поршневих машин 2 – 4%, у шестеренних – 5 – 6% і у гвинтових – до 10%.

З огляду на це ускладнення методів розрахунків для них, що здаються уточнень здебільшого практично не виправдано.

Нерозрахункові режими. Розрахунок машини проводиться так, щоб вона в умовах експлуатації працювала на оптимальних режимах, близьких до режиму максимально повного к.к.д. Однак при цьому повинна враховуватися можливість роботи машини на нерозрахункових режимах, у яких повний к.к.д. може бути порівняно низьким. Подібні машини необхідні за характером роботи гідросистеми, До таких розрахункових режимів відносяться режими, при яких частота обертання валу машини значно нижча за оптимальну, проте забезпечує стійку роботу машини, хоча і при низькому к.к.д. Подібні умови мають місце, наприклад, у роботі насосів літакової гідросистеми при зниженій частоті обертання, що має місце при рулюванні літака та інші. До нерозрахункового режиму відноситься також випадок роботи насосів з автоматично регульованою подачею функції тиску при холостому ході, коли подача насоса обмежується величиною, необхідної лише для компенсації витоків і охолодження насоса.

2. Гідравлічні розрахунки

2.1 Визначаємо потужність, що споживається насосом:

$$N_p = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta_{\text{Мех}} \cdot \eta_o},$$

где ΔP – різниця тисків на нагнітанні та всмоктуванні, Н/м²

Q – фактична витрата насоса, м³/с

$\eta_{\text{Мех}}$ – механічний ККД (0,7...0,9)

η_o – об'ємний ККД (0,85...0,95)

Фактичну подачу насоса Q визначаємо по формулі:

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_{ou};$$

де q – робоча витрата насоса, м³

n – число обертів насоса, об/с

$$Q = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 0,9 \cdot 2 = 0,0018 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$N_p = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,0018}{0,85 \cdot 0,9} = 5882 \text{ Вт} = 5,9 \text{ кВт}$$

Виходячи із числового значення споживаємої насосом потужності $N_p = 5,9 \text{ кВт}$ та кількості обертів ротора $n = 1500$ (об/хв) з каталога [1] - ст. 39, П1 - вибираємо електродвигун трьохфазний, короткозамкнутий серії 4А, закритий, що обдувається: марка виробу 4А132S4У3.

2.2. Визначимо робоче число обертів на розрахунковому режимі:

$$n = n_c - \frac{N_p}{N_n} \cdot (n_c - n_n)$$

де n_c – синхронне число обертів, об/с

n_n – номінальне число обертів, об/с

N_p – потужність, використована насосом, об/с

N_n – номінальна потужність електродвигуна, Вт

$$n = 1500 - \frac{5880}{7500} \cdot (1500 - 1495,5) = 1496 \text{ (об/хв)}$$

2.3. Визначимо геометричні розміри зубчатих колес нососу.

1.3.1 Модуль зубчатих колес отримаємо, виходячи з міркувань:

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_o \cdot u$$

$$Q = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 1500 \cdot 60 \cdot 0,9 \cdot 2 = 6,48 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Відповідно до [2]-ст.44 – число зубів краще брати корегированим зачепленням.

Предварительно:

$$m = (0.24 - 0.44) \cdot \sqrt{Q} = (1.92 - 3.52) \text{ мм}$$

Згідно з [2]-ст.34 ф.40 – маємо:

$$Q_m = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12}) 10^{-6} \text{ л/хв.}$$

де R_E – радіус окружності головок в мм;

r – радіус початкової окружності в мм;

t_0 – головний шаг в мм, який дорівнює $\frac{2\pi r_0}{z}$ (радіус головної окружності, мм)

k – коефіцієнт, який знаходиться за виразом:

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

де ε – коефіцієнт перекриття, характеризуючий продовжительность зацеплення и який дорівнює відношенню довжини 1 робочої ділянки лінії зачеплення до головного шагу t_0 .

Виходячи з отриманих результатів модуля, приймаємо $m = 3,5$ мм

Ступінь перекриття $\varepsilon = 1,461$ ([2]-ст.46).

$$k = 4 - 6 \cdot 1,461 + 3 \cdot 1,461^2 = 1,6385$$

$$t_0 = 2,9521 \text{ мм}$$

Ширина шестерні

$$b = \frac{Q_m}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot m^2 (z + 2 - k \frac{t_0^2}{12})} = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot (z + 2 \cdot k \cdot \frac{t_0^2}{12})}$$

$$b = \frac{40 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,5^2 \cdot (10 + 2 \cdot 1,6385 \cdot \frac{2,9521^2}{12})} = 0,054 \text{ м}$$

Згідно [2]-ст.44 – необхідно дотриматися виконанню умови:

$$6 < \frac{b}{m} < 10$$

У нашому випадку $\frac{b}{m} = 15,43$, а це > 10 .

Виходячи з цього приймаємо $m = 4$. Тоді значення $b = 0,041 \text{ м} = 41 \text{ мм}$.

2.3.2 Для корегуємого щеплення розрахуємо характерні діаметри зубчатих коліс:

Відповідно до [2]-ст.44-46 – табл.8 – маємо:

Теоретична відстань між центрами в мм:

$$A_T = A_{01} \cdot m$$

$$A_T = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм}$$

Дійсна відстань між центрами в мм:

$$A_D = A_{D1} \cdot m$$

$$A_D = 11 \cdot 4 = 44 \text{ мм}$$

Діаметр початкової окружності в мм:

$$d = d_1 \cdot m$$

$$d = 11 \cdot 4 = 44 \text{ мм}$$

Діаметр окружності головок в мм:

$$D_e = D_{e1} \cdot m$$

$$D_e = 13 \cdot 4 = 52 \text{ мм}$$

Діаметр окружності впадин в мм:

$$D_i = D_{i1} \cdot m$$

$$D_i = 8.690 \cdot 4 = 34.7 \text{ мм}$$

Діаметр основної окружності в мм:

$$d = d_0 \cdot m$$

$$d = 9.3969 \cdot 4 = 37.6 \text{ мм}$$

Діаметр ділильної окружності в мм:

$$d = z \cdot m$$

$$d = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм}$$

Основний шаг в мм:

$$t_0 = 2.9521 \cdot m$$

$$t_0 = 2.9521 \cdot 4 = 11.8 \text{ мм}$$

Кут зачеплення передачі в гр.

$$A = 31^{\circ} 19'$$

Профільний зсув рейки в мм:

$$\xi = \xi \cdot m$$

$$\xi = 0.5950 \cdot 4 = 2.38 \text{ мм}$$

Товщина зуба за початкової окружності в мм:

$$S = S_1 \cdot m$$

$$S = 1.6813 \cdot 4 = 6.72 \text{ мм}$$

Висота зуба в мм:

$$h = h_1 \cdot m$$

$$h = 1.0646 \cdot 4 = 4.35 \text{ мм}$$

Розмір блочної скоби на два зуба в мм:

$$M = M_1 \cdot m$$

$$M = 4.9750 \cdot 4 = 19.9 \text{ мм}$$

Товщина зуба у вершині в мм:

$$S_E = S_{E1} \cdot m$$

$$S_E = 0.2886 \cdot 4 = 1.15 \text{ мм}$$

Боковий зазор між зубами в мм:

$$\Delta = 0,08 \cdot T$$

$$\Delta = 0,08 \cdot 4 = 0,32$$

2.4. Визначення розмірів робочих камер насосу

Приймаємо з конструктивних міркувань значення кутів β_1 та β_2 , що визначають розміри відповідно камер всмоктування і нагнітання: $\beta_1=120^\circ$, $\beta_2=50^\circ$

Розрахуємо ширину камери в осьовому напрямку, мм ([3],с.10):

$$a = b + (4...6),$$

$$a = 41 + 5 = 46 \text{ мм}$$

Знайдемо довжину дуги камери всмоктування для надійного заповнення впадин([3],с.10):

$$S_o = \frac{0,1 \cdot m \cdot n \cdot D_e}{\varphi_c \cdot \sqrt{\frac{\nu}{2g} \cdot P_{ц}}},$$

де φ_c – коефіцієнт швидкості, $\varphi_c \approx 0,5$;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

$P_{ц}$ – тиск від відцентрових сил інерції рідини, що знаходиться у западинах, Н/м².

Тиск відцентрових сил інерції рідини, що знаходиться у западинах розраховуємо за формулою ([3],с.12).

$$P_{ц} = \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot (R_e^2 - R_i^2) + P_0,$$

де ω – кутова швидкість шестерень, що дорівнює $\omega = \frac{\pi \cdot n \cdot u}{30}$, де n -частота

обертання шестерень, об/хв; $n=1496$ об/хв; $\omega = \frac{3,14 \cdot 1496 \cdot 2}{30} = 314$ (рад/с),

γ – питома вага рідини, що перекачується, Н/м³;

$\gamma = \rho \cdot g$, де ρ - густина рідини;

$\gamma = 998,2 \cdot 9,81 = 9792,3$ Н/м³;

R_e – радіус кола виступів зубів, м; $R_e = \frac{D_e}{2}$,

$$R_e = \frac{0,052}{2} = 0,026 \text{ м};$$

R_i – радіус кола западин зубів, м; $R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{0,0347}{2} = 0,01735$ м;

P_0 - тиск рідини на радіусі кола западин зубів, який вибирається в межах

$P_0 = 0,03...0,04$ МПа, для того, щоб запобігти утворенню вакуума в

западинах зубів при обертанні роторів та виділенню з рідини нерозиненого повітря;

приймаємо $P_0=0,035$ МПа;

Значення тиску відцентрових сил інерції рідини:

$$P_{ц} = \frac{314^2 \cdot 97923}{2 \cdot 9,81} \cdot (0,026^2 - 0,01735^2) + 0,035 \cdot 10^6 = 534524 \text{ (Па)}$$

Значення довжини дуги камери всмоктування:

$$S_o = \frac{0,1 \cdot 0,004 \cdot 25 \cdot 0,052}{0,5 \cdot \sqrt{\frac{1,01 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 9,81}} \cdot 534524} = 0,0198 \text{ м} = 19,8 \text{ мм}$$

2.5 Діаметри всмоктувального та напірного трубопроводу

Знайдемо значення діаметру всмоктувального трубопроводу:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{вс}}},$$

де $v_{вс}$ – швидкість робочої рідини у всмоктуючій магістралі, м/с.

Згідно з [3], с.11 швидкість руху рідини у всмоктуючій магістралі

приймаємо рівною $v_{вс}=4$ м/с.

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00178}{3,14 \cdot 4}} = 23,8 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_{вс}=25$ мм;

Знайдемо значення діаметру напірного трубопроводу:

$$d_{нп} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{нп}}}$$

де $v_{нп}$ – швидкість робочої рідини у напірній магістралі, м/с.

Згідно з [3], с.11 швидкість руху рідини у напірній магістралі

приймаємо рівною $v_{вс}=8$ м/с.

$$d_{нп} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00178}{3,14 \cdot 8}} = 16,9 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{нп}=20$ мм.

2.6. Перевіримо виконання безкавітаційної роботи насоса.

Безкавітаційна робота насоса буде виконуватись при виконанні наступної умови:

$$P_B \geq P_{Ц} + \Delta P_{КАВ}$$

де P_B – тиск рідини в камері всмоктування, Н/м²;

$\Delta P_{КАВ}$ – кавітаційний запас, Н/м², який вибирають рівним

$$\Delta P_{КАВ} = (0,2 \dots 0,3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Таким чином

$$P_B = 0,53 \cdot 10^5 + 0,25 \cdot 10^5 = 0,78 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$$

Щоб гарантовано виконувалась ця умова, приймаємо

$$P_B = 0,78 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)} = 0,78 \text{ ат}$$

Перепад тиску в насосі ΔP представляє собою різницю тисків рідини в камері нагнітання та всмоктування, тобто

$$P_H = \Delta P - P_B,$$

$$P_H = 25 \cdot 10^5 + 0,78 \cdot 10^5 = 25,78 \text{ атм} = 2,578 \text{ МПа}$$

2.6.1 Розрахунок геометричних розмірів канавки для усунення компресії рідини у западинах зубів шестерень.

Компресія рідини виникає при щільному замиканні однієї чи декількох западин зубами, що зачепляються, що призводить до перетікання частини рідини із області нагнітання в область всмоктування, зменшенню об'ємного ККД насоса та збільшення навантаження на підшипники. Таким чином замкнений об'єм будемо розвантажувати за допомогою глухих канавок, що виконуватимуться у підшипниках з боку шестерень.

Замкнений об'єм, який зменшується при обертанні шестерень, з'єднується канавкою з порожниною напірною, а той, який збільшується – з порожниною всмоктування. Положення цих канавок відносно осі симетрії повинно бути таким, щоб при довільному положенні шестерень порожнини всмоктування і напірна не з'єднувались між собою та було забезпечено позитивне перекриття. Це досягається підбором відстані між канавками, їх розмірами в плані та глибині.

Відстань між канавками згідно з [3], с.14 розраховуємо за формулою:

$$b_k = 2,8 \cdot \frac{m^2 \cdot z}{d_H}$$

де m – модуль зубчатого колеса, мм;

d_H – діаметр початкового кола, мм.

$$b_k = 2,8 \cdot \frac{4^2 \cdot 10}{40} = 11,2 \text{ мм}$$

Довжину канавки згідно з [3], с.14 розраховуємо за формулою:

$$h_k = 3 \cdot m \cdot \sqrt{1 - 0,94 \cdot \frac{m^2 \cdot z^2}{d_H}}$$

$$h_k = 3 \cdot 4 \cdot \sqrt{1 - 0,94 \cdot \frac{4^2 \cdot 10^2}{40}} = 12 \text{ (мм)}$$

Ширина канавки при числі зубів шестерні $z = 10 \div 17$, мм:

$$a = (1,2 \dots 1,5) \cdot m,$$

$$a = 5,4 \text{ мм}$$

Глибину розвантажувальної канавки c в залежності від величини модуля зачеплення приймаємо по таблиці 3, [3], с.14. При $t=4$, $c=2,5$ мм.

2.7 Гідравлічний розрахунок запобіжного клапану.

Приймаємо швидкість руху рідини в каналі запобіжного клапану згідно з [3], с.186 $v=15$ м/с.

Площа цього каналу розраховується за формулою:

$$S = \frac{Q}{V},$$

$$S = \frac{0,00178}{15} = 0,0001 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Діаметр каналу запобіжного клапану, який буде дорівнювати діаметру сідла клапану розраховуємо за формулою:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}},$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001}{3,14}} = 0,0127 \text{ м} = 12,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c=14\text{мм}$.

Діаметр клапану визначаємо з рівнянь:

$$d_k = d_c + 2 \cdot B_1,$$

$$b_1 = 0,2 \cdot d_k,$$

де d_k – діаметр клапану, мм;

B_1 – розмір конічної частини сідла, мм;

$$d_k = d_c + 2(0,2 \cdot d_{k1}),$$

або $d_k = \frac{d_c}{0,6};$

$$d_k = \frac{14}{0,6} = 23 \text{ (мм)};$$

Тоді $B_1 = 0,2 \cdot d_k; B_1 = 0,2 \cdot 23 = 4,6\text{мм}$.

Розмір B_2 конічної частини конічного клапану приймаємо в цілях зменшення зносу сідла більшим від B_1 . $B_2 = 6\text{мм}$.

Тиск початку відкривання клапану приймаємо на 20% більшим від тиску в напірній магістралі, тобто

$$P_{н.п.} = P_H \cdot 1,2,$$

$$P_{н.п.} = 2,65 \cdot 10^6 \cdot 1,2 = 3,18 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$$

Хід (висоту підйому) клапану визначаємо за формулою (230) [2], с.186

$$h = \frac{Q}{\mu_p \cdot \pi \cdot d_c \cdot \sin \alpha} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2 \cdot g \cdot P_{н.п.}}},$$

де μ_p - коефіцієнт витрат, який для конічних клапанів масляних

насосів дорівнює $\mu_p = 0,52 - 0,56$.

α – кут конусності сідла клапану;

γ - питома вага рідини, що перекачується, Н/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

$$h = \frac{0,00178}{0,54 \cdot 3,14 \cdot 0,014 \cdot \sin 45^\circ} \cdot \sqrt{\frac{9792,3}{2 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 10^6}} = 0,007\text{м} = 7\text{мм}$$

Площу клапану, на яку діє тиск рідини визначимо за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4},$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} = 0,0001(\text{м}^2)$$

Зусилля, яке необхідно прикласти для відкриття клапану:

$$P_2 = P_{\text{н.п.}} \cdot S,$$

$$P_2 = 3,18 \cdot 10^6 \cdot 0,0001 = 473,5 \text{ Н} = 47,35 \text{ (кгс)}.$$

Зусилля попереднього віджимання пружини приймаємо за формулою:

$$P_1 = (0,5 - 0,8)P_2,$$

$$P_1 = 0,5 \cdot 473,5 = 236,7 \text{ Н} = 23,6 \text{ (кгс)}$$

Більший діаметр конічного сідла клапану знаходимо з формули (232), [2], с.187.

$$b_1 = \frac{D - d_c}{2 \cdot \cos \beta} = 0,1 \cdot d_c,$$

звідки

$$D = d(1 + 0,2 \cos \beta),$$

$$D = 0,014(1 + 0,2 \cos 45^\circ) = 0,0159 \text{ м} = 16 \text{ (мм)}.$$

Наближено величину питомого (контактного) тиску на поверхню клапану визначаємо за формулою (233), [2], с.187

$$P_d = \frac{P_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_0^2)},$$

$$P_d = \frac{236,7}{\frac{3,14}{4} \cdot (0,016^2 - 0,014_0^2)} = 50,2 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 50 \text{ (кг/см}^2\text{)}.$$

Допустиме значення питомого тиску на сідло із бронзи марки Бр.АЖМц 10-3-1 за даними [2], с.188 $[P_d] = 300 \text{ кг/см}^2$. Таким чином, умова міцності сідла виконується.

2.8 Розрахунок пружини запобіжного клапану.

Жорсткість пружини розраховуємо за формулою (4), [4], с.105:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h},$$

$$z = \frac{47,35 - 23,6}{7} = 3,39 \text{ (кгс/мм)}$$

Приймаємо число витків пружини $n = 7$, тоді жорсткість одного витка становить:

$$z_1 = n \cdot z,$$

$$z_1 = 7 \cdot 3,39 = 23,7 \text{ (кгс/мм)}.$$

По таблиці 12,[4],с.218 вибираємо пружину №419 зі слідуючими характеристиками:

- діаметр проволочи $d_G=3\text{мм}$;
- зовнішній діаметр пружини $D_{\text{НАР}}=24\text{мм}$;
- жорсткість одного витка $z_1=8,746 \text{ кгс/мм}$;
- найбільший прогин одного витка $f=2,287 \text{ мм}$.

Крок пружини знаходимо за формулою (16), [4],с.106:

$$t=f+d_{\text{П}},$$

$$t=2,287+3=5,287 \text{ (мм)}.$$

Повне число витків розраховуємо за формулою (237),[2],с.188:

$$I_{\text{П}}=i_{\text{Р}}+(1,5-2),$$

$$i_{\text{П}}=7+(1,5-2)=7+2=9.$$

Жорсткість пружини перерахуємо за формулою (238),[2],с.188:

$$C_0 = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot D_{\text{CP}}^3 \cdot i_{\text{P}}},$$

де G – модуль зсуву матеріалу пружини, кгс/мм²;

$$G=8 \cdot 10^3 \text{ кгс/мм}^2.$$

D_{CP} – середній діаметр пружини, мм;

$$D_{\text{CP}}=D_{\text{НАР}}-d_G;$$

$$D_{\text{CP}}=24-3=21 \text{ (мм)}.$$

$$C_0 = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 3^4}{8 \cdot 21^3 \cdot 7} = 1,249 \text{ (кгс/мм)}$$

Довжину пружини, стисненої до доторкання витків розраховуємо за формулою (240),[2],с.189:

$$l_{\text{сжс}} = (i_{\text{П}} - 0,5) \cdot d_{\text{П}},$$

$$l_{\text{сжс}} = (9 - 0,5) \cdot 3 = 25,5 \text{ мм}$$

Довжина ненавантаженої пружини за формулою (241), [2],с.189:

$$l_0 = l_{\text{сжс}} + i_{\text{P}} \cdot (t - d_n),$$

$$l_0 = 25,5 + 9 \cdot (5,287 - 3) = 46,083 \text{ мм}$$

Максимальна осадка пружини за формулою (242), [2],с.189:

$$\lambda_{\max} = l_0 - l_{\text{сж}}$$

$$\lambda_{\max} = 46,083 - 25,5 = 20,583 \text{ мм}$$

Максимальне навантаження на пружину за формулою (244), [2], с.189:

$$P_{\text{ПР.макс}} = C_0 \cdot \lambda_{\max},$$

$$P_{\text{ПР.макс}} = 1,249 \cdot 20,583 = 25,708 \text{ (кгс)}.$$

Напруження σ_B для пружини класу II з діаметром проволочки $d_{\text{II}}=3$ мм по таблиці 3, [4], с.99: $\sigma_B=175-200$ кгс/мм². По таблиці 1, [4], с.96 максимальне дотичне напруження при крученні $[\tau_3]=0.3\sigma_B$.

$$[\tau_3]=0.3 \cdot (175-200)=52,5-60 \text{ (кгс/мм}^2\text{)}$$

Приймаємо $[\tau_3]=60$ кгс/мм².

Індекс пружини:

$$C = \frac{D_{\text{сп}}}{d_n},$$

$$C = \frac{21}{3} = 7$$

Коефіцієнт, що враховує кривизну витків: $k=1,19$, с.190,[2].

Максимальне напруження в пружині розраховуємо за формулою (245), [2], с.189:

$$\tau_{k \max} = k \cdot \frac{8 \cdot P_{\text{пр макс}} \cdot D_{\text{сп}}}{\pi \cdot d_n^3} \leq [\tau_3],$$

$$\tau_{k \max} = 1,19 \cdot \frac{8 \cdot 25,708 \cdot 21}{3,14 \cdot 3^3} = 58,9 < [\tau_3].$$

2.9 Гідрравлічний розрахунок перепускного клапану.

Метою даного розрахунку є визначення тиску в ущільнюючий та підшипниковій камері рідині, яка складає об'ємні втрати в насосі, величину цих втрат (ΔQ) і на основі цього розрахувати розмір клапанного отвору (сідла) та пружину перепускного клапану.

Середній тиск в торцевому зазорі між шестернею і підшипником розраховуємо за формулою ([1], с.16):

$$P_{\text{сп}} = \frac{P_n + P_{\text{в}}}{2},$$

де P_n - напірний тиск рідини, Па;

$P_{\text{в}}$ – тиск рідини в камері всмоктування, Па.

$$P_{cp} = \frac{2,565 \cdot 10^6 + 0,65 \cdot 10^5}{2} = 1,31 \cdot 10^6 \text{ (Па)}.$$

Зусилля, яке зумовлене тиском P_{cp} і віджимає підшипник від шестерні розраховуємо за формулою ([3],с.16):

$$R_{отн} = P_{cp} \cdot \frac{\pi \cdot (D_e^2 - d_2^2)}{4},$$

де D_e – діаметр кола виступів зубів, м;
 d_2 – діаметр кола валика шестерні, м;

$$R_{отн} = 1,31 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,052^2 - 0,0347^2)}{4} = 1542 \text{ (Н)}$$

Знаючи коефіцієнт, який характеризує відношення сили приживання до сили віджимання ([3],с.16), розраховуємо зусилля, необхідне для приживання підшипника до шестерні $R_{приж}$.

$$R_{приж} = 1,2 \cdot R_{отн},$$

$$R_{приж} = 1,2 \cdot 1542 = 1850 \text{ (Н)}.$$

Користуючись формулою для зусилля приживання ([3],с.15)

$$R_{приж} = P \cdot \frac{\pi \cdot (D_e^2 - d_2^2)}{4},$$

де P – тиск, що підводиться до підшипників, Н/м².

Розраховуємо тиск в ущільнюючий та підшипниковій камері P :

$$P = \frac{R_{приж}}{\pi \cdot (D_e^2 - d_2^2) \cdot 4^{-1}},$$

$$P = \frac{1850}{3,14 \cdot (0,052^2 - 0,0347^2) \cdot 4^{-1}} = 1,58 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$$

Перепад тиску в перепускному клапані буде становити:

$$\Delta P = P - P_B,$$

$$\Delta P = 1,58 \cdot 10^6 - 0,65 \cdot 10^5 = 1,51 \cdot 10^6 \text{ (Па)}.$$

Знаючи теоретичну подачу насоса, $Q_T = q \cdot n$, де q – робочий об'єм насоса, об/с ($Q_T = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 25 = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$) та фактичну подачу Q , можна знайти витрати в перепускному клапані (об'ємні витрати) за умови відсутності втрат через ущільнення привідного валу ΔQ .

$$\Delta Q = Q_m - Q,$$

$$\Delta Q = 0,002 - 0,00178 = 0,00022 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Приймаємо швидкість руху рідини в отворі перепускного клапану рівною $v = 8 \text{ м/с}$ (згідно з [2], с. 186).

Тоді площа цього отвору буде становити:

$$S = \frac{\Delta Q}{v},$$

$$S = \frac{0,0002}{8} = 0,000025 \text{ (м}^2\text{)}$$

Діаметр отвору:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}},$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000025}{3,14}} = 0,0056 \text{ м} = 5,6 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c = 6 \text{ мм}$.

В якості клапану візьмемо шарик діаметром 12 мм. Сідло для нього виконаємо конічним з кутом 45° . Тоді висоту підйому клапану розрахуємо аналогічно:

$$h = \frac{Q}{\mu_p \cdot \pi \cdot d_c \cdot \sin \alpha} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2 \cdot g \cdot P_{н.п.}}},$$

$$h = \frac{0,0002}{0,54 \cdot 3,14 \cdot 0,006 \cdot \sin 45^\circ} \cdot \sqrt{\frac{97923}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,51 \cdot 10^6}} = 0,0005 \text{ м} = 0,5 \text{ мм}$$

Зусилля, яке необхідно прикласти для відкриття клапану:

$$P_2 = P \cdot S,$$

$$P_2 = 1,58 \cdot 10^6 \cdot 0,000025 = 39,5 \text{ Н} = 4 \text{ (кгс)}.$$

Зусилля попереднього віджимання пружини:

$$P_1 = (0,5 - 0,8) P_2,$$

$$P_1 = 0,5 \cdot 39,5 = 19,75 \text{ Н} = 1,98 \text{ (кгс)}.$$

Жорсткість пружини:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h},$$

$$z = \frac{4 - 1,98}{0,5} = 4 \text{ (кгс/мм)}$$

Приймаємо число витків пружини $n = 4$, тоді жорсткість одного витка буде становити:

$$z_1 = n \cdot z,$$

$$z_1 = 4 \cdot 4 = 16 \text{ (кгс/мм)}.$$

Вибираємо пружину із зовнішнім діаметром меншим від діаметра шарика і жорсткістю одного витка близькою до розрахункової.

По таблиці 14, [4], с.124 вибираємо пружину Пкласу 1 розряду №198:

- діаметр проволочи $d_G=0,8$ мм;
- зовнішній діаметр пружини $D_{\text{НАР}}=94$ мм;
- жорсткість одного витка $z_1=0,743$ кгс/мм;
- найбільший прогин одного витка $f=3,567$ мм.

Крок пружини знаходимо за формулою:

$$t=f+d_{\text{П}},$$

$$t=3,567+0,8=4,367 \text{ (мм)}.$$

Повне число витків розраховуємо за формулою (237), [2], с.188:

$$I_{\text{П}}=i_{\text{Р}}+(1,5-2),$$

$$i_{\text{П}}=4+(1,5-2)=4+2=6.$$

Жорсткість пружини перерахуємо за формулою (238), [2], с.188:

$$C_0 = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot D_{\text{сп}}^3 \cdot i_p},$$

де $D_{\text{сп}}=D_{\text{нор}}-d_{\text{п}}=9-0,8=8,2$ (мм).

$$C_0 = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 0,8^4}{8 \cdot 8,2^3 \cdot 4} = 0,186 \text{ (кгс/мм)}$$

Довжину пружини, стисненої до доторкання витків розраховуємо за формулою:

$$l_{\text{сж}} = (i_{\text{П}} - 0,5) \cdot d_{\text{П}},$$

$$l_{\text{сж}} = (6 - 0,5) \cdot 0,8 = 4,4 \text{ мм}$$

Довжина ненавантаженої пружини за формулою:

$$l_0 = l_{\text{сж}} + i_{\text{Р}} \cdot (t - d_n),$$

$$l_0 = 4,4 + 4 \cdot (4,367 - 0,8) = 18,668 \text{ мм}$$

Максимальна осадка пружини за формулою:

$$\lambda_{\text{max}} = l_0 - l_{\text{сж}}$$

$$\lambda_{\text{max}} = 18,668 - 4,4 = 14,268 \text{ мм}$$

Максимальне навантаження на пружину за формулою:

$$P_{\text{ПР.макс}} = C_0 \cdot \lambda_{\text{макс}},$$

$$P_{\text{ПР.макс}} = 0,186 \cdot 14,268 = 2,65 \text{ (кгс)}.$$

Напруження σ_B для пружини класу II з діаметром проволочки $d_{\text{II}}=0,8\text{мм}$ по таблиці 3, [4],с.99: $\sigma_B=215-260 \text{ кгс/мм}^2$. По таблиці 1, [4],с.96 максимальне дотичне напруження при крученні $[\tau_3]=0.5\sigma_B$.

$$[\tau_3]=0.5 \cdot (215-260)=107,5-130 \text{ (кгс/мм}^2\text{)}$$

Приймаємо $[\tau_3]=130 \text{ кгс/мм}^2$.

Індекс пружини:

$$C = \frac{D_{\text{сп}}}{d_n},$$

$$C = \frac{8,2}{0,8} = 10,25$$

Коефіцієнт, що враховує кривизну витків: $k=1,14$, с.190,[2].

Максимальне напруження в пружині розраховуємо за формулою (245), [2],с.189:

$$\tau_{k \text{ макс}} = k \cdot \frac{8 \cdot P_{\text{пр макс}} \cdot D_{\text{сп}}}{\pi \cdot d_n^3} \leq [\tau_3],$$

$$\tau_{k \text{ макс}} = 1,14 \cdot \frac{8 \cdot 2,65 \cdot 8,2}{3,14 \cdot 0,8^3} = 123,3 < [\tau_3].$$

3. Розрахунок впливу температури на характеристики насоса

Вихідні данні:

$$\text{Діаметр ротора } D_e = 52 \text{ мм}$$

$$\text{Ширина ротора } b = 41 \text{ мм}$$

$$\text{Зазор між ротором та корпусом } \delta = 75 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$\text{Число обертів } n = 25 \text{ об/с}$$

$$\text{Витрати насоса } Q = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{Тиск насоса } P = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\text{Щільність рідини при } t_1 = 20^\circ\text{C } \rho = 890 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Коефіцієнт температурного розширення } \beta_t = 7 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

| № | Робоча температура t_2 °C | Динамічна в'язкість сСт |
|---|-----------------------------|-------------------------|
| 1 | 90 | 6 |
| 2 | 85 | 7 |
| 3 | 80 | 8 |
| 4 | 75 | 9 |
| 5 | 70 | 10 |
| 6 | 65 | 13 |
| 7 | 60 | 15 |
| 8 | 50 | 20 |
| 9 | 40 | 30 |

Варіант 1

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,005 \cdot 4,082 \cdot 0,00660 / 0,000075 = 1,82$$

Момент тертя

$$M = \frac{1,82 \cdot 0,052}{2} = 0,047$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,047 \cdot 157 = 7,46$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 7,46}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,997$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(90 - 20)} = 848$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 6 \cdot 10^{-6} \cdot 848 = 0,005$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,005 \cdot 0,041} = 68 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 68 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,93$$

де Q – витрати нососа

Варіант 2

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0059 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 2,14$$

Момент тертя

$$M = \frac{2,14 \cdot 0,052}{2} = 0,055$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,057 \cdot 157 = 8,73$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 8,73}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,996$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(85 - 20)} = 851$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 851 = 0,0059$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0059 \cdot 0,041} = 58 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 58 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,94$$

де Q – витрати нососа

Варіант 3

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0068 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 2,45$$

Момент тертя

$$M = \frac{2,45 \cdot 0,052}{2} = 0,063$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,063 \cdot 157 = 10$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 10}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,995$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(80 - 20)} = 854$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 854 = 0,0068$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0068 \cdot 0,041} = 51 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 51 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,948$$

де Q – витрати нососа

Варіант 4

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0077 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 2,77$$

Момент тертя

$$M = \frac{2,77 \cdot 0,052}{2} = 0,072$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,072 \cdot 157 = 11,3$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 11,3}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,995$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(75 - 20)} = 857$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 9 \cdot 10^{-6} \cdot 857 = 0,0077$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0077 \cdot 0,041} = 45 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 45 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,954$$

де Q – витрати нососа

Варіант 5

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0085 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 3,08$$

Момент тертя

$$M = \frac{3,08 \cdot 0,052}{2} = 0,08$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,08 \cdot 157 = 12,6$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 12,6}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,994$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(70 - 20)} = 859$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 859 = 0,0085$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0085 \cdot 0,041} = 40,7 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 40,7 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,959$$

де Q – витрати нососа

Варіант 6

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0112 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 4,08$$

Момент тертя

$$M = \frac{4,08 \cdot 0,052}{2} = 0,104$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,104 \cdot 157 = 16,4$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 16,4}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,993$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(65 - 20)} = 862$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 13 \cdot 10^{-6} \cdot 862 = 0,011206$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,011206 \cdot 0,041} = 31 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 31 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,968$$

де Q – витрати нососа

Варіант 7

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0129 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 4,66$$

Момент тертя

$$M = \frac{4,66 \cdot 0,052}{2} = 0,121$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,121 \cdot 157 = 19$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 19}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,992$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(60 - 20)} = 865$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 15 \cdot 10^{-6} \cdot 865 = 0,0129$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0129 \cdot 0,041} = 36 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 36 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,973$$

де Q – витрати насоса

Варіант 8

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0174 \cdot 4,082 \cdot 0,00660 / 0,000075 = 6,26$$

Момент тертя

$$M = \frac{6,26 \cdot 0,052}{2} = 0,162$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,162 \cdot 157 = 25,5$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 25,5}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,989$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(50 - 20)} = 871$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 871 = 0,0174$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0174 \cdot 0,041} = 20 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 20 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,979$$

де Q – витрати нососа

Варіант 9

Кутова швидкість ротора

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157$$

де n – число обертів, об/с;

Колова швидкість ротора

$$u = \frac{0,052}{2} \cdot 157 = 4,082 \text{ м/с}$$

де D_e – діаметр ротора, м;

Площа поверхні ротора

$$S = 3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,041 = 0,0066 \text{ м}$$

де b – ширина ротора, м;

Сила тертя

$$F = 0,0263 \cdot 4,082 \cdot 0,0066 / 0,000075 = 9,45$$

Момент тертя

$$M = \frac{9,45 \cdot 0,052}{2} = 0,245$$

Втрати потужності на тертя

$$\Delta N = 0,245 \cdot 157 = 38,6$$

Гідромеханічний ККД

$$\eta_{\text{г.м.}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} - 38,6}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0,984$$

де P – тиск насоса

Щільність при робочій температурі

$$\rho_2 = \frac{890}{1 + 0,0007(40 - 20)} = 877$$

Кінематична в'язкість при температурі t_2

$$\mu_2 = 30 \cdot 10^{-6} \cdot 877 = 0,0263$$

де ν_2 – динамічна в'язкість при робочій температурі t_2

Витрати рідини

$$\Delta Q = \frac{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,0075^3 \cdot 2,5}{12 \cdot 0,0263 \cdot 0,041} = 13 \cdot 10^{-6}$$

де D_c – діаметр ротора

b – ширина ротора

δ – зазор

Об'ємний ККД

$$\eta_0 = \frac{1 \cdot 10^{-3} - 13 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,986$$

де Q – витрати нососа

4. Улаштування і розрахунок блискавкозахисту будівель і споруд.

Під терміном «блискавкозахист» розуміється сукупність технічних заходів, основною метою яких є зниження рівня заподіяної грозою матеріального збитку. Саме тому пристрій блискавкозахисту на об'єктах з високою ймовірністю ураження блискавкою є найважливішим завданням, що забезпечує безпеку їх експлуатації.

З метою регулювання питань проектування та облаштування блискавкозахисту розроблені і успішно використовуються на практиці такі технічні нормативи:

інструкція по улаштування блискавкозахисту будівель і споруд ПУЕ (редакція №7);

спеціальний ГОСТ Р МЭК 62561.2-2014;

інструкція по влаштуванню блискавкозахисту РД 34.21.122-87;

інструкція Міненерго під номером СО 153-34.21.122-2003;

нормативи і рекомендації СНиП 3.05.06-85 та інші регламентуючі документи.

Крім питань проектування, в цих документах обумовлюються і конструктивні параметри блискавкозахисту, що складаються з блискавкоприймача, комплекту токоотводящий шин і заземлювача.

ПОЛОЖЕННЯ ІНСТРУКЦІЇ

Згідно з основними положеннями інструкції блискавкозахист повинна забезпечувати ефективне відведення грозового розряду в землю. Внаслідок цього ефекту всім житловим і виробничим об'єктам, розташованим в межах дії блискавкозахисту, ніякої шкоди від удару блискавки не заподіюється.

Для різних умов експлуатації будівель, а також в залежності від конструкції їх покрівлі можливі різні варіанти пристрою блискавкозахисту, що відрізняються ефективністю дії всієї системи в цілому. Всі існуючі будівлі і споруди в залежності від небезпеки зберігаються в них матеріалів і речовин поділяються на 3 категорії, які і визначають необхідну ступінь їх захищеності.

Для самої незахищеної категорії будівель (першої) рекомендується застосування активних методів захисту від блискавок. Особливість їх пристрої полягає в штучної іонізації повітря і притягнення на себе небезпечним розрядам. Однак активна блискавкозахист через свою високу вартість не користується особливим попитом у рядового споживача. До того ж є думка, що вона діє не краще пасивних систем. Блискавкозахист активного типу застосовується лише у випадках крайньої необхідності.

Для всіх інших категорій будівель, як правило, досить облаштування традиційної пасивної блискавкозахисту, елементи якої монтуються відкритим чином або ж вбудовуються безпосередньо в конструкції і мережі. Зразки локальних вбудованих засобів захисту від блискавок будуть розглянуті в окремому розділі.

ПАСИВНИЙ ЗАХИСТ

Приймальні елементи грозозахисту відкритого типу розміщуються в самій верхній точці будови і, незважаючи на відсутність 100% -ої гарантії гасіння, відрізняються наступними перевагами:

- експлуатаційна надійність і досить просте обслуговування;
- відносно низька вартість;
- можливість самостійного виготовлення.

Всі перераховані достоїнства пасивних систем захисту від блискавок вдається реалізувати лише в разі неухильного дотримання умов, що визначаються в розглянутих вище інструкціях і ГОСТах. Вміщені в цих документах вимоги строго регламентують порядок і правила облаштування систем блискавкозахисту з докладним описом окремих елементів конструкції.

Крім цього в них включені і вимоги щодо проектування та безпосереднього монтажу цих систем, а також детально описуються питання обслуговування і ремонту.

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ВІДКРИТИХ СИСТЕМ.

При проектуванні сучасних пристроїв блискавкозахисту повинні враховуватися можливі варіанти виконання їх основного елемента – приймача грозового розряду, який може бути виконаний у вигляді:

- одиначного штиря, що закріплюється на найвищій точці, що захищається;
- металевого троса, що натягується уздовж коника і по схилах даху;
- гратчастої конструкції, що охоплює всю площу, яка захищається покрівельного покриття.

Конструкцію блискавкоприймача вибирається з урахуванням ряду факторів, основними з яких є тип покрівельного матеріалу і грозова активність в даній місцевості. Так, для будівель, розташованих в зонах з низькою грозовою активністю і мають покриття з металочерепиці або профільного настилу, рекомендується використовувати приймачі штиркового типу. Його пристрій найбільш просте, тому штиркової блискавкозахист часто використовують на дачах і в сільській місцевості.

У разі ж коли захищається будова знаходиться в районі з частими грозами і закрито шифером, як блискавкоприймача застосовують тросову систему захисту. І, нарешті, при тій же грозовій ситуації, але з покриттям, виконаним зі звичайної черепиці або руберойду, оптимальним вважається варіант ґратчастої блискавкозахисту.

Найбільш відповідальною частиною системи блискавкозахисту є пристрій заземлення, що забезпечує оптимальні умови для стікання грозового розряду в землю. Внаслідок цього ефективність заземлювача в значній мірі визначається величиною його перехідного опору і якістю ґрунту в місці розташування конструкції.

5. Пожежна профілактика при проектуванні і будівництві промислових підприємств

Протипожежна профілактика - комплекс організаційних і технічних заходів щодо попередження, локалізації та ліквідації пожеж, а також щодо забезпечення безпечної евакуації людей та матеріальних цінностей у разі пожеж.

Пожежна безпека - це такий стан промислового об'єкта, при якому виключається можливість пожежі, а в разі його виникнення попереджається вплив на людей небезпечних факторів і забезпечується захист матеріальних цінностей. Пожежі завдають величезних матеріальних збитків, призводять до травм та загибелі людей, так як супроводжуються виникненням небезпечних чинників, таких як відкритий вогонь, підвищена температура, токсичні речовини, дим, недолік кисню, ушкодження і порушення будівель, споруд, вибухи технічного обладнання тощо. Тому виконання правил пожежної безпеки на підприємствах є обов'язковим для всіх посадових осіб і громадян. Основи пожежної безпеки закладаються на стадії проектування підприємства, будівлі, споруди, планування технологічного процесу, встановлення обладнання, тобто враховується інженерно - технологічними заходами, які представлені в проектах при розробці проектної документації на будівництво, і вимагає суворого дотримання протипожежних правил у процесі експлуатації.

Пожежна безпека промислових підприємств складається з системи попередження пожеж, системи пожежного захисту і організаційно-технічних заходів.

Система попередження пожеж - це комплекс організаційних і технічних засобів, спрямованих на виключення можливості виникнення пожеж, на запобігання утворення горючої і вибухонебезпечної середовища шляхом регламентації вмісту горючих газів, парів і пилу в повітрі, а також виключення можливості виникнення джерел загоряння або вибуху; забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів, обладнання, електрообладнання, систем вентиляції, збереження сировини та інших матеріалів.

Виключенню та запобігання пожеж сприяє: герметизація виробничого устаткування, заміна горючих речовин, які застосовуються в технологічних процесах на негорючі, обмеження обсягів речовин, які застосовуються і зберігаються на підприємстві; контроль над концентрацією речовин в повітрі в приміщеннях і технологічному обладнанні; застосування робочої та аварійної вентиляції; відвід займистою середовища в спеціальні пристрої та

безпечні місця; застосування інгібуючих і флегматизуючих домішок; вибір безпечних швидкісних режимів руху середовища і пр.

Система пожежної захисту забезпечується застосуванням архітектурно-проектних рішень, перешкод шляху поширення пожежі, огнеотсекаючих пристроїв на технологічних комунікаціях, в системах вентиляції, повітряного опалювання і кондиціонування повітря.

Організаційно-технічні заходи пов'язані з системами попередження пожеж та системами протипожежного захисту і повинні включати: організацію пожежної охорони, організацію відомчих служб відповідно до законодавства України та рішеннями місцевих органів самоврядування; паспортизацію речовин, матеріалів, виробів, технологічних процесів, будівель і споруд в частині забезпечення.

Усі заходи пожежної безпеки виробництва за призначенням поділяються на чотири групи:

1). Заходи, які забезпечують пожежну безпеку технологічного процесу та обладнання, збереження сировини і готової продукції.

2). Будівельно-технічні заходи, спрямовані на виключення причин виникнення пожеж і на створення стійкості огорожувальних конструкцій і будівель, на запобігання можливості розповсюдження пожеж і вибухів.

3). Організаційні заходи, які забезпечують організацію пожежної охорони, навчання працюючих методів запобігання пожеж і застосування первинних способів гасіння пожеж.

4). Заходи щодо ефективного вибору способів гасіння пожеж, оснащення пожежного водопостачання, пожежної сигналізації, створення запасу засобів гасіння.

Протипожежний захист забезпечується: вибором класу вогнестійкості об'єкта і меж вогнестійкості будівельних конструкцій; обмеженням поширення вогню в разі виникнення вогнища пожежі; застосуванням систем протидимного захисту; забезпеченням безпечної евакуації людей; застосуванням засобів пожежної сигналізації, сповіщення та пожежогасіння; організацією пожежної охорони підприємства.

Згідно Закону України «Про пожежну безпеку», забезпечення безпеки підприємств, установ покладено на керівників або уповноважених ними осіб. Обов'язки власників підприємств щодо забезпечення пожежної безпеки визначені ст.5 даного Закону України.

Власники підприємств, установ і організацій, а також орендарі зобов'язані:

Розробляти комплексні заходи щодо забезпечення профілактики пожежної безпеки;

Відповідно до нормативних актів з пожежної безпеки розробляти, затверджувати положення, інструкції, інші нормативні акти, що діють в межах підприємства, здійснювати постійний контроль за їх виконанням;

- забезпечувати виконання протипожежних вимог стандартів, норм, правил, а також виконання приписів і постанов органів державного пожежного нагляду;
- організувати навчання працівників правилам пожежної безпеки та пропагувати заходи щодо їх забезпечення;
- утримувати у справному стані засоби протипожежного захисту і зв'язку, пожежну техніку, обладнання та інвентар, не допускати їх використання не за призначенням;
- створювати у разі потреби, відповідно до встановленого порядку, підрозділи пожежної безпеки та необхідну для їх функціонування матеріально-технічну базу;
- подавати на вимогу державної пожежної охорони відомості та документи про стан пожежної безпеки об'єктів і продукції, яка ними випускається;
- проводяться заходи щодо впровадження автоматичних засобів виявлення та гасіння пожеж;
- своєчасно інформувати пожежну охорону про несправність пожежної техніки, систем пожежогасіння, водопостачання і т. д.

Список використаної літератури

1. Чернавский С.А., Боков К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей техникумов – 2-е изд. Переработанное и дополненное – М.: Машиностроение, 1987-416 с., ил.
2. Роторные насосы (справочное пособие). Чиняев И.А., изд-во «Машиностроение», 1969, 216 стр. Табл.40. Илл. 116. Библ. 37 назв.
3. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет шестеренного насоса»: Харьков 1991
- 4.Справочник конструктора-машиностроителя В.И Ануриев, М.: «Машиностроение» 2001.