



**Г.П. Малишев**  
**В.М. Хімін**

**ТРИБОТЕХНІКА ТА ЗАМАЩУВАННЯ  
ОБЛАДНАННЯ.  
ВИКОРИСТАННЯ ТРИБОНІКИ ТА ТРИБОТЕХНІКИ  
ПРИ СТВОРЕННІ МЕТАЛУРГІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ.**

**Методичні вказівки**  
**до практичних і самостійних занять та виконання контрольних**  
**завдань**  
**для студентів ЗДІА спеціальності „Металургійне обладнання”**  
**(7.090218, 8.090218) денного і заочного відділення.**

Триботехніка та змащування обладнання. Використання трибоніки та триботехніки при створенні металургійного обладнання. Методичні вказівки До практичних і самостійних занять та виконання контрольних завдань для студентів ЗДІА спеціальності „Металургійне обладнання” (7.090218, 8.090218) денного і заочного відділення. / Укл. Г.П. Малишев, В.М. Хімін. – ЗДІА, 2006. – 49с.

Укладачі:

Г.П. Малишев - канд. техн. наук, доцент

В.М. Хімін - канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск –

Завідувач кафедри „Металургійне обладнання”

Професор А.Я. Жук

**ТРИБОТЕХНІКА ТА ЗАМАЩУВАННЯ  
ОБЛАДНАННЯ.  
ВИКОРИСТАННЯ ТРИБОТЕХНІКИ ТА ТРИБОТЕХНІКИ  
ПРИ СТВОРЕННІ МЕТАЛУРГІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ.**

**Методичні вказівки  
до практичних і самостійних занять та виконання контрольних  
завдань**

*для студентів ЗДІА спеціальності „Металургійне обладнання”  
(7.090218, 8.090218) денного і заочного відділення.*

*Рекомендовано до видання  
на засіданні кафедри  
металургійного обладнання  
Протокол № 10 від 21. 05. 2006 р.*

**Передмова**

Для надійної роботи вузлів тертя використовують рідинні, пластичні та тверді змащувальні матеріали, спеціальні змащувальні матеріали. Рідинні змащувальні матеріали зменшують коефіцієнт тертя, охолоджують поверхні, захищають їх від корозії, вилучають із зони тертя абразивні частинки та продукти зносу. В залежності від способу підводу мастила до вузла тертя рідинне змащування підрозділяють на:

Індивідуальне, яке виконується окремими робітниками за допомогою шприц мастильниць;

Картерне при якому змащування виконується за рахунок занурення частини деталі в картер заповнений мастилом;

Циркуляційне виконується за рахунок мастильної станції яка подає під тиском мастило в зону тертя;

Аерозольне при якому мастило змішується з повітрям і під тиском в вигляді туману подається до вузла тертя.

Пластичні змащувальні системи також класифікують в залежності від засобу підводу мастила до вузла тертя тому системи підрозділяють на:

Закладні, в яких пластичні змащувальні матеріали закладають до вузла тертя під час ремонтів та технічного обслуговування обладнання;

Ручні централізовані, в яких пластичні змащувальні матеріали подають до вузла тертя за допомогою станцій з ручним приводом;

Автоматичні, в яких пластичні змащувальні матеріали подають до вузла тертя за допомогою станцій з механічним приводом керованим автоматикою.

Тверде змащування виконується за рахунок нанесення на поверхню тертя антифрикційних плівок – покрить.

Спеціальні змащувальні матеріали використовують там де не можливо використання традиційних мастил.

В цьому посібнику наведені методики розрахунків основних систем змащування.



## 1. РОЗРАХУНКИ СИСТЕМИ РІДИННОГО ЗМАЩУВАННЯ.

Під рідинним змащуванням звичайно розуміють змащування з використанням мінеральних та синтетичних масил. При змащуванні металургійного обладнання зазвичай використовують картерну, циркуляційну та аерозольну системи.

### 1.1 Розрахунки картерної системи рідинного змащування.

Щоб використовувати картерну систему рідинного змащування слід перевірити виконання двох умов.

Перша умова: швидкість колеса не повинна бути завбільшки 10 м/с, тобто:

$$\leq 10 \text{ м/с} \quad (1)$$

Друга умова: кількість тепла що виділяється під час тертя  $Q_1$  не повинна перевищувати кількість тепла що може бути відведена в навколишнє середовище  $Q_2$ , тобто:

$$Q_1 \leq Q_2 \quad (2)$$

Швидкість колеса розраховують  $V = \pi d n / 60$

де:

$d$  – діаметр колеса, м.

$n$  – швидкість обертання колеса, хв.<sup>-1</sup>

Кількість тепла що виділяється під час тертя:

$$Q_1 = 860(1 - \eta) \cdot N \cdot 4.1868 \text{ (кДж/год)} \quad (3)$$

де:

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії

$N$  - потужність – кВт.

Кількість тепла що може бути відведена в навколишнє середовище

$$Q_2 = k (t_m - t_n) \cdot A \text{ (кДж/год)} \quad (4)$$

де:

$k$  – коефіцієнт що приймають в межах 31.3 – 62.8 (кДж/год·м<sup>2</sup>·град.)

$t_m$  – допустима температура мастила

$t_n$  – температура повітря

$A$  - площа поверхні охолодження, м<sup>2</sup>

Перевіряючи виконання умов 1,2 розраховують велич умовної в'язкості:

$${}^0\text{ВУ}_{50}^{\min} = \frac{q \cdot m}{20} \quad (5)$$

де:

$m$  – коефіцієнт що залежить від швидкості обертання колеса:

$m = 1.6 \quad V \leq 8 \text{ м/с}; m = 1.2 \quad V = 8 - 10 \text{ м/с};$  для картерної та циркуляційної систем,

$m = 1.0 \quad V = 16 - 25 \text{ м/с},$  тільки для циркуляційної системи змащування.

$q$  – Навантаження на одиницю довжини зуба, кН/м

$$q = \frac{1000 \cdot N}{V \cdot B} \quad (6)$$

де:

$N$  – потужність кВт;

$V$  – швидкість, м/с

$B$  – ширина зуба, мм

Обчисливши велич умовної в'язкості вибирають відповідне мастило. Як що виникає потреба перевести умовну в'язкість в кінематичну використовують рівняння

$$v = 7.58 \cdot {}^0\text{ВУ} \quad (7)$$

Кількість мастила що необхідно залити в картер обчислюють за умов занурення зуба в мастило та через передавачу потужність

$$G = (h_1 - h_2) \cdot F_0 \quad \text{дм}^3 \text{ (літр)} \quad (8)$$

де:

$h_1$  – глибина занурення зуба;

$h_2$  – відстань від дна картера до зуба колеса яке забезпечує змащування;

$F_0$  – площа картера.

$$G = (0.3 \div 0.5) \cdot N \quad (9)$$

де:

$N$ -потужність що передається.

З двох значень  $G$  обирають більше.

## 1.2 Розрахунки циркуляційної системи рідинного змащування.

Як що умові 1 або 2 не виконуються необхідно використовувати циркуляційні системи рідинного змащування.

В першу чергу необхідно розрахувати кількість мастила яке необхідно підвести до вузла тертя

$$P = \frac{Q1 - Q2}{\xi c \gamma \Delta T}; \text{ дм}^3/\text{год.} \quad (10)$$

де:

$\xi$  - коефіцієнт використання мастила (0.5 ÷ 0.8)

$c$  – теплоємність мастила (1.675 ÷ 2.093 кДж/кг·град)

$\gamma$  - потонна вага мастила (0.9 г/см<sup>3</sup>; кг/дм<sup>3</sup>; т/м<sup>3</sup>)

$\Delta T$  - допустиме підвищення температури мастила (5 ÷ 8 °С)

В де яких випадках кількість тепла що може бути відведено до навколишнього середовища ігнорують. Тоді для обчислення кількості мастила що необхідно підвести в одиницю часу до вузла тертя використовують формулу

$$P = \frac{Q1}{\xi c \gamma \Delta T}; \text{ дм}^3/\text{год.} \quad (11)$$

Для попередніх розрахунків можливо використовувати емпіричні показники:

1. На один кіловат потужності (N) використовують 5 ÷ 6 дм<sup>3</sup>/хв.
2. На 100 мм ширини зуба необхідно 4 ÷ 6 дм<sup>3</sup>/хв.
3.  $P = (0.006N + 3) \cdot 4.564 \text{ дм}^3/\text{хв.}$

Площу отворів в соплах для підвода розрахованої кількості мастила до міст споживання:

$$A = \frac{P}{\phi \cdot 88.5 \sqrt{\sigma}} \cdot 60; \text{ см}^2 \quad (12)$$

де:

$\phi$  - коефіцієнт витоку (для отворів в стінах труби = 0.3; для вузьких щілин = 0.6)

$\sigma$  - тиск мастила в системі (0.5 ÷ 3.5 кН/м<sup>2</sup>)

Як що струмінь мастила направлений до гори то обчислюють її висоту:

$$h = V^2/2g; \text{ м} \quad (13)$$

де:

V – швидкість мастила на виході з отвору м/с.

### Визначення основних параметрів систем рідкого мастила

Під час проектування і комплектуванні систем рідкого мастила велике значення має правильне визначення і раціональний вибір основних параметрів устаткування і апаратури. До таких параметрів відносяться: потужність насосів; пропускна спроможність фільтрів; поверхня охолодження теплообмінників; витрата масла при мастилi масляним туманом і т.п.

### Теоретична продуктивність шестерінчастого насоса

Теоретична продуктивність достатньо точно може бути визначена по формулі

$$P_T = \frac{3,5b \cdot n(R_H^2 - R_B^2)}{1000} \text{ дм}^3/\text{с}$$

де:

b — ширина шестерні, см;

n — число оборотів провідної шестерні в 1 с.;

R<sub>н</sub> — радіус кола виступів шестерні, см;

R<sub>в</sub> — радіус кола западин шестерні, см.

Як видно з формули, насос за кожен оборот провідного валу подає кількість масла, рівну об'єму западин між зубами у обох шестерень. Дopusкаючи, що об'єм западин рівний об'єму зубів, одержимо об'єм западин на одній шестерні.

$$V = \frac{(R_H^2 - R_B^2) \pi \cdot b}{2}$$

Об'єм западин на обох шестернях:

$$2V = \pi(R_H^2 - R_B^2)b.$$

При уточненні результату для насосів з числом зубів у шестерень  $z = 6 \div 12$  величину  $\pi$  замінюють коефіцієнтом 3,5, оскільки об'єм западин декілька більше об'єму зубів.

Дійсна продуктивність насоса залежно від багатьох чинників: в'язкості і температури масла, витоку його в насосі, в системі і т.п. завжди менше теоретичної продуктивності. Це зменшення враховують об'ємним КПД  $\eta_o$ . Таким чином, дійсна продуктивність насоса

$$P_d = \frac{3,5b \cdot n (R_H^2 - R_B^2)}{1000} \eta_o, \text{ дм}^3/\text{с}$$

Для зміни продуктивності насоса можна варіювати наступними величинами: числом зубів, шириною шестерень або числом оборотів провідного валу. Число зубів провідної і відомої шестерень рекомендують приймати рівними. Для зручності перестановки всмоктуючий і нагнітальний патрубки виконують однакових розмірів. Всмоктуючи трубу, з метою поліпшення умов всмоктування масла, доцільно приймати більшого діаметру з плавним переходом до перетину патрубка.

Площа перетину каналу для повернення масла складає близько 8% площі перетину патрубка, унаслідок чого забезпечується достатнє скидання масла.

Потужність, споживану насосом, визначають по формулі

$$N_{\text{нас}} = \frac{P_T \sigma_{\text{нас}} 0,736}{E_p 450 \eta_{\text{мех}}}$$

де:

$P_T$  — теоретична продуктивність насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$\sigma_{\text{нас}}$  — тиск, створюваний насосом,  $\text{Мн}/\text{м}^2$  ( $1 \text{ Мн}/\text{м}^2 = 10 \text{ кг}/\text{см}^2$ );

$E_p$  — коефіцієнт потужності насоса;

$\eta_{\text{мех}}$  — механічний к. п. д. насоса.

Коефіцієнт потужності насоса визначають по формулі:

$$E_p = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{\text{Ву}} \cdot V_{\text{ш}}}{242 \sigma_H}}$$

де:

$\sigma_{\text{Ву}}$  — умовна в'язкість масла при робочій температурі;

$V_{\text{ш}}$  — окружна швидкість шестерень,  $\text{м}/\text{с}$ .

Тиск насоса  $\sigma_H$  приймають з урахуванням всіх втрат як в самому насосі, так і в маслопроводах. Для масляних шестерінчастих насосів окружні швидкості шестерень приймають  $V_{\text{ш}} = 2 \div 5 \text{ м}/\text{с}$ . Як показали дослідження, при цих швидкостях западини шестерень заповнюються маслом достатньо добре. Окружна швидкість шестерень:

$$V_{\text{ш}} = D_{\text{н.о.}} \pi \cdot n, \text{ м}/\text{с}$$

де:

$D_{\text{н.о.}}$  — діаметр початкового кола шестерень,  $\text{м}$ ;

$n$  — число оборотів шестерні,  $\text{с}$ .

При великих окружних швидкостях шестерень і недостатньому абсолютному тиску в порожнині всмоктування, тобто коли разом з маслом засмоктується повітря, відбувається лише часткове заповнення западин шестерень маслом. Внаслідок цього створюється зворотний потік масла в порожнині, нагнітання при з'єднанні з нею незаповнених западин. Перепади тиску в порожнині нагнітання викликають пульсуюче навантаження на шестерні і на підшипники, а також сприяють вібрації деталей змащувальної установки. Недостатнє заповнення об'єму западин маслом є причиною зниження продуктивності насоса, зменшення його об'ємного і механічного КПД і емульсування масла. Постійне зусилля, діюче на вісь шестерень, величину якого слід враховувати при розрахунку підшипників насоса, приблизно рівно:

$$N = 7.5 \sigma_H \cdot D_H \cdot b,$$

де:

$\sigma_H$  — тиск масла в насосі,  $\text{Мн}/\text{м}^2$

$D_H$  — діаметр кола виступів шестерень,  $\text{см}$ ;

$b$  — ширина шестерні,  $\text{см}$ .

У тих випадках, коли вимагається визначити продуктивність шестерінчастого насоса, користуючись даними вимірів його деталей і

вважаючи об'єм зуба приблизно рівним об'єму западини, може бути застосована наступна формула:

$$P = \frac{0,785(D_H + D_B)(D_H - D_B)b \cdot n \cdot \eta_0}{10^6} \text{ дм}^3/\text{с}$$

Цю формулу слід застосовувати за відсутності паспортних даних і можливості практичного визначення продуктивності насоса через його знос або поломку.

Відстійники вибирають залежно від продуктивності станції, виходячи з умови, що запас масла у відстійнику повинен бути рівний не менше ніж 20-кратній продуктивності станції.

Продуктивність станції, дм<sup>3</sup>/с

0,42 0,84 1,167 2,1 2,52 5,04 5,04 — 6,3 10,08

15,12 20,16 30,24 40,32

Рекомендована місткість відстійника, м<sup>3</sup>

0,5 1 1,6 2,5 3,15 6,3 10 16 25 31,5 40 50

Якщо об'єм масла для заповнення системи позначимо V<sub>3</sub>, то фактична корисна місткість V<sub>ф.п.</sub> = V<sub>п.</sub> — V<sub>3</sub>. Коефіцієнт кратності:

$$K = \frac{v_{\text{ф.п.}} \cdot 60}{P} \leq 25,$$

де: P підставляється в дм<sup>3</sup>/с. При проектуванні горизонтальних відстійників основні геометричні розміри визначають розрахунком за формулами:

$$\text{довжина відстійника } A \geq \frac{v \cdot h}{v_0} \text{ см};$$

$$\text{ширина відстійника } B = \frac{q}{h \cdot v} \text{ см},$$

де:

v — швидкість потоку, см/с;

v<sub>0</sub> — швидкість осадження, см/с;

h — висота масла у відстійнику, см;

q — витрата рідини, см<sup>3</sup>/с.

Зважені частинки кулястої форми діаметром менше 0,1мм при спокійному стані рідини осідають з швидкістю:

$$v_0 = \frac{2}{9} \cdot \frac{P_1 - 1}{\gamma} g \cdot r^2,$$

де:

P<sub>1</sub> — густина частинки;

P — густина масла;

γ — коефіцієнт кінематичної в'язкості;

g — прискорення сили тяжіння;

r — радіус кулястої частинки.

Висота відстійника:

$$H = \frac{q \cdot 60t}{F \cdot \eta} \text{ см},$$

де:

t — тривалість відстоювання, хв.;

η — об'ємний коефіцієнт використання відстійника.

Площа відстійника:

$$F = \frac{q}{v} \text{ см}^2.$$

Горизонтальні відстійники недоцільно робити глибокими, оскільки це не покращує очищення. При великій ширині відстійника, коли B/H > 1,5 доцільно зливати відпрацьоване масло по декількох трубах, що впадають в жолоб, розташованих по всьому периметру верхньої частини відстійника. При визначенні висоти відстійника H необхідно задаватися тривалістю відстоювання t.

Об'єм масла у відстійнику для звичного устаткування повинен бути розрахований не менше ніж на двадцятихвилинну, а для підшипників

рідинного тертя — сорокахвилинну продуктивність насоса і може бути визначений по формулі:

$$V = \frac{P_d \cdot t}{1000} \text{ м}^3,$$

Тут  $P_d$  — дійсна продуктивність насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$t$  — час,  $\text{с}$ .

### Розрахунки параметрів масла нагрівача.

Витрата пари при підігріванні масла за допомогою парового змійовика, встановленого в резервуарі-відстійнику, і час нагріву визначають за методикою розрахунку [2].

Кількість тепла, необхідного для підігріву масла:

$$Q = n \cdot m \cdot c (t_2 - t_1) \quad \text{кДж.}$$

Тут  $n$  — коефіцієнт запасу теплової потужності, що враховує зовнішнє охолодження резервуару (звичайно приймають рівним 1,2-1,3);

$m$  — маса масла, що підігрівається,  $\text{кг}$ ;

$c$  — теплоємність масла при середній температурі,  $1,6747$ — $2,0934 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ .

Середню температуру можна приймати рівною::

$$t_{\text{ср.м}} = 0,5(t_1 + t_2),$$

де:

$t_1$  — початкова температура масла;

$t_2$  — температура нагріву масла.

Необхідна кількість пари:

$$A = \frac{Q_1}{i_2 - i_1} \text{ кг},$$

Тут  $i_1$  — ентальпія пари на вході в змійовик,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ; з табл. роботи [3] для сухої насиченої пари при тиску  $0,369 \text{ Мн}/\text{м}^2$  ( $3,69 \text{ кг}/\text{см}^2$ )  $i_1 = 2734 \text{ кДж}/\text{кг}$ , а при тиску  $0,63 \text{ Мн}/\text{м}^2$   $i_1 = 2758 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;

$i_2$  — ентальпія пари, що конденсується, на виході із змійовика; без урахування переохолодження конденсату з табл. роботи [3] для киплячої води при тиску  $0,369 \text{ Мн}/\text{м}^2$   $i_2 = 589,11 \text{ кДж}/\text{кг}$ , а при тиску  $0,63 \text{ Мн}/\text{м}^2$   $i_2 = 6754 \text{ кДж}/\text{кг}$ .

Переохолодження конденсату утворює запас теплової потужності нагрівача. Кількість тепла, поглинального маслом за годину:

$$Q_1 = k \cdot F \cdot \Delta t,$$

де:

$k$  — коефіцієнт теплопередачі від пари до масла;

$F$  — поверхня нагріву змійовика, визначається по довжині труби змійовика і її зовнішньому діаметру;

$\Delta t$  — температурний перепад,  $\text{град}$ .

Коефіцієнт теплопередачі від пари до масла:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Нехтуючи значеннями термічних опорів  $1/\alpha_1 + \delta/\lambda$ , оскільки

вони малі в порівнянні з  $1/\alpha_2$ , для спрощення розрахунку приймаємо  $k = \alpha_2$ , де  $\alpha_2$  — коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до масла в  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ .

Коефіцієнт  $\alpha_2$  при нагріві в цистерні або резервуарі змійовиками (тепловіддача при вільному русі) можна визначити по формулі:

$$\alpha_2 = 1,574 \sqrt{\frac{t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}}{vd}} \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$$

Тут  $t_{\text{ст}}$  — температура зовнішньої поверхні стінки нагрівача, її приймають рівною  $150^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{ср}}$  — середня температура масла;

$d$  — зовнішній діаметр труби нагрівача,  $\text{м}$ ;

$v$  — коефіцієнт кінематичної в'язкості масла,  $\text{м}^2/\text{с}$ , при визначальній температурі.

$$t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{ср}}).$$

При нагріві масла парою в резервуарах-відстійниках відношення різниці температури пари і початкової температури масла до різниці температури конденсату і температури, до якої масло нагрівається  $\leq 2$ . Тому середньоарифметичний температурний натиск



визначають по формулі

$$\Delta t = \frac{(t_3 - t_1) + (t_4 - t_2)}{2}$$

де:

$t_3$  — температура насиченої пари (при тиску 0,6 Мн/м<sup>2</sup>  $t_3=150^\circ\text{C}$ );

$t_4$  — температура конденсуючої пари (при тиску 0,6 Мн/м<sup>2</sup>  $t_4=150^\circ\text{C}$ ).

Час нагріву масла: 
$$T = \frac{3,6 \cdot Q}{Q_1} \text{ ч.}$$

Годинна витрата пари: 
$$Q_2 = \frac{A}{T} \text{ кг.}$$

#### Визначення пропускної спроможності фільтрів

Пропускна спроможність фільтру або його фільтруюча поверхня залежать від в'язкості і ступеню забруднення масла, часу роботи фільтруючих елементів без очищення, різниці тиску до фільтру і після нього, типу фільтруючих матеріалів.

По ступеню очищення рідин розрізняють фільтри наступних видів: фільтр грубого очищення, не проникний частинку розміром 0,2 мм і вище; нормального очищення — частинки до 0,1 мм; тонкого очищення — до 0,05 мм; дуже тонкого очищення — до 0,005 і особливо тонкого — до 0,0001 мм.

Залежно від місця установки фільтру (перед насосом або після нього) знаходять перепад тиску, що допускається. На лінії всмоктування фільтр повинен пропускати необхідний об'єм масла при перепаді тиску 0,01 Мн/м<sup>2</sup> (0,1 кг/см<sup>2</sup>), а на лінії нагнітання — від 0,02 до 0,20 Мн/м<sup>2</sup> (від 0,2 до 2 кг/см<sup>2</sup>). При цьому слід мати на увазі, що перепад тиску прямо пропорційний в'язкості, але між цими параметрами не встановлена точна математична залежність. В деяких літературних джерелах значення перепаду тиску досягає навіть 0,35 Мн/м<sup>2</sup> (3,5 кг/см<sup>2</sup>).

На основі проведених випробувань ряду фільтрів Р. Д. Бернштейн [4] пропонує наступне рівняння для розрахунку фільтрів:

$$Q_{\phi} = \alpha \frac{(p_1 - p_2)F}{\mu},$$

де:

$Q_{\phi}$ —кількість масла, що проходить через фільтр, дм<sup>3</sup>/с.;

$p_1$  — тиск перед фільтром, Мн/м<sup>2</sup>;

$p_2$ — тиск після фільтру, Мн/м<sup>2</sup>;

$\mu$  — динамічна в'язкість, Н·с/м<sup>2</sup>;

$\alpha$ —питома пропускна спроможність фільтру, см<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>;

$F$  — площа фільтру, м<sup>2</sup>.

В'язкість масла є функцією температури і змінюється залежно від останньої. Її визначають по наближеній формулі, запропонованій Фальцем:

$$\mu = \frac{i}{(0,10)^{2,6}} \frac{1}{10} \text{ Н·с/м}^2,$$

де:

$i$  — індекс в'язкості, залежний від властивостей масла.

Розміри сіток (з скороченням) і умовний живий перетин (площа отворів), що доводиться на 1 дм<sup>2</sup>, приведені в табл. 1. Застосування цих сіток дозволяє добре уловлювати механічні домішки і одержувати тонку фільтрацію, але їх важко промивати через клиновидну форму щілин. Промивають сітки в бензині, газі, рідкому маслі або продувають стислим повітрям.

Сітки дротові

Таблиця 1

Номер сітка	Номінальний діаметр дроту, мм		Номінальне число ниток на 1дм		Умовний живильний перетин, н, %/дм <sup>2</sup>	Теоретична маса 1м <sup>2</sup> , кв
	основа	качок	основа	качок		
40	0,5	0,32	40	312	23,6	2,86
54	0,35	0,22	64	454	20,5	2,03
80	0,28	0,18	80	555	19,3	1,65
100	0,25	0,16	100	625	17,3	1,51
160	0,2	0,14	160	714	13,6	1,38
200	0,18	0,12	200	833	13,3	1,25

Для сітчастих фільтрів, вживаних в системі мастила на металургійних заводах, рекомендують пропускну спроможність сітки зменшити в 10 разів, тобто

прийняти сітку пропускною спроможністю 12 дм<sup>3</sup>/дм<sup>2</sup>/мин з метою збільшення терміну служби фільтру. Пропускна спроможність касетних сітчастих фільтрів, встановлених в системах мастила металургійного устаткування, складає 0,4—0,8 дм<sup>3</sup>/дм<sup>2</sup>/мин; менше значення приймають при малих розмірах осередку сітки в світлі і фільтрації масел великої в'язкості. Вказана пропускна спроможність касетних фільтрів значно нижче за пропускну спроможність сітчастих фільтрів при застосуванні їх в системах мастила і гідроприводах металоріжучих верстатів унаслідок меншої забрудненості масел, вживаних при експлуатації верстатного устаткування, і фільтрації масла невеликої в'язкості.

Питома пропускна спроможність  $\alpha$  деяких фільтруючих матеріалів приведена нижче.

Питома пропускна спроможність дм<sup>3</sup>/см<sup>2</sup>(дм<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>)

Фільтр авіаційний	0,037 (370)
М'яка густа повсть чистої виробляє (на 1 см товщини)	0,015 (150)
Капрон фільтруючий	0,012 (120)
Парусина (ГОСТ 5683—86 )	0,02 (200)
Сукно	0,02 (200)
	24
Фільтрувальний папір (ГОСТ 6722—86)	0,45 (4500)

Металеві пластини (диски) із зазором 0,05-0,02 мм 0,08 (800)

Паперові, повстяні і матерчаті фільтри, згідно дослідженням, приведеним в роботі [4], в змозі затримувати не тільки тверді частинки, але і частину смол, що є їх перевагою перед металевими сітчастими і дисковими фільтрами.

### Розрахунок дискових фільтрів.

Розрахунок можна обмежити визначенням потрібної площі фільтрації, тобто площі зазорів між дисками в патроні, по наближеній формулі

$$F = 10 \frac{P_n}{v} \text{ см}^2$$

де:

$P_n$  — продуктивність насоса, дм<sup>3</sup>/с;

$v$  — швидкість фільтрації (практично рівна 0,1—0,25 м/с),

### Розрахунок поверхні теплообмінника

Необхідна поверхня охолодження може бути визначена таким чином. Знаючи кількість тепла  $T$ , що виділяється при роботі поверхонь, що труться, визначаємо необхідну витрату води:

$$G = \frac{Q}{c_B(t_{2B} - t_{1B})} \text{ кг/с}$$

Тут  $Q$  — кількість тепла, Дж/с;

$c_B$  — теплоємність води, рівна 1кДж/(кг град);

$t_{1B}$  — температура води при вході в трубки охолоджувача (за відсутності вказівок можна приймати  $t_{1B}=24^{\circ}\text{C}$ );

$t_{2B}$  — температура води при виході з охолоджувача.

Підвищення температури води в охолоджувачі можна приймати від 2 до 4 град.

Швидкість руху води по трубах:

$$v_B = \frac{G}{n \cdot d_{BH}^2 \cdot 2,88} \text{ м/с},$$

де:

$n$  — кількість труб в охолоджувачі, по яким вода рухається в одному напрямі;

$d_{BH}$  — внутрішній діаметр труби, м.

Середня швидкість при русі масла в охолоджувачі перпендикулярно трубам:

$$v_M = \frac{P_{нас}}{F_{\Pi}} \text{ м/с}$$

де:

$P_{нас}$  — продуктивність масляного насоса, м<sup>3</sup>/с;

$F_{\Pi}$  — площа середнього перетину охолоджувача між двома сусідніми перегородками з урахуванням площі, займані трубами, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки труби при його русі перпендикулярно пучку труб:

$$\alpha_M = \frac{110,61 \lambda_m \left( \frac{d_H v_M \rho}{\eta_t} \right)^{0.6} \left( \frac{c_M \eta_t}{\lambda_M} \right)^{0.3}}{d_M} \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град})$$

де:

$\lambda_m$  — теплопровідність масла при середній температурі його в охолоджувачі [приблизно можна прийняти  $\lambda_m = 0,314$  кДж/(м·год·град);

$d_H$  — зовнішній діаметр труби, м;

$\eta_t$  — абсолютна в'язкість масла при середній температурі його в охолоджувачі, Н·с/м<sup>2</sup>;

$c_M$  — теплоємність масла, дорівнює 1,675 кДж/кг·град;

$\rho$  — щільність масла, дорівнює 0,9.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води:

$$\alpha_B = 3.62 (1 + 0,0136 t_{cp}) v_g^{0.8} / d_{BH} \text{ кДж} / (\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}),$$

де:

$t_{cp}$  — температура в охолоджувачі;

$d_{BH}$  — внутрішній діаметр труби, м.

Загальний коефіцієнт теплопередачі від масла до води:

$$K = 1 / (1/\alpha_M + 1/\alpha_B + \delta/\lambda_s) \text{ Дж} / (\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}),$$

де:

$\delta$  — товщина стінки трубок, м;

$\lambda_s$  — коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·град).

Для латуні  $\lambda_s = 87 \div 116,3$ , для сталі  $46,5 \div 58$ .

Необхідна поверхня охолодження:

$$F = \frac{Q - Q_1}{k \cdot \Delta t_{cp}} \text{ м}^2,$$

де:

$\Delta t_{cp}$  — середній арифметичний перепад температур від масла до води.

$$\Delta t_{cp} = (t_{2M} + t_{1M}) / 2 \cdot (t_{2B} + t_{1B}) / 2,$$

Тут  $t_{1M}$  — температура масла при вході в охолоджувач;

$t_{2M}$  — температура масла при виході з охолоджувача;

$Q_1$  — кількість тепла, що відводиться природним чином.

$$Q_1 = F_{об} k_1 \Delta t \text{ кДж}/\text{с};$$

$F_{об}$  — загальна поверхня корпусів змачених вузлів і трубопроводів, що мають дотик із зовнішнім повітрям і омивана маслом, м<sup>2</sup>;

$k_1$  — коефіцієнт теплопередачі при природному охолодженні; його приймають 31,4 – 52,33 кДж/(м<sup>2</sup>·ч·град);

$\Delta t$  — різниця температур охолоджуємого масла (звичайно приймають 50-60 град) і навколишнього повітря (20°C).

Поверхня охолоджуваного вибраного маслоохолоджувача повинна бути дещо більше розрахунковою поверхні F.

### Визначення параметрів масло підігрівача

При визначенні параметрів маслопідігрівача, в якому як тепло застосована суха насичена пара [6] тепловий баланс виражається рівнянням:

$$Q_{II} = Q_M + Q.$$

$Q_{II}$  — кількість тепла, що подається паром в ;

$Q_M$  — кількість тепла, необхідне для нагрівання масла до заданої температури  $t_{2M}$ ;

$Q$  — кількість тепла, яка передається через стінки підігрівача навколишній атмосфері:

$$Q_M = c_M \rho \cdot P_H (t_{2M} - t_{1M}) \text{ кДж}/\text{год},$$

де:

$c_M$  — питома теплоємність масла;

$\rho$  — густина масла;

$P_H$  — продуктивність насоса, що нагнітає масло в центрифугу, дм<sup>3</sup>/год;

$t_{1M}$  — температура масла, що надходить в підігрівач.

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t_{cp} \text{ кДж}/\text{год}.$$

Тут S — поверхня корпусу підігрівача, дорівнює  $\pi D_H l$  м<sup>2</sup>;

k — загальний коефіцієнт теплопередачі від пари до оточуючої атмосфері, кДж/(м<sup>2</sup>·год·град);

$t_{cp}$  — середній арифметичний температурний перепад від пари у навколишню атмосферу рівний  $t_H - t_0$ ;

$D_H$  — зовнішній діаметр корпусу підігрівача, м;

$l$  — довжина трубок, м;

$t_H$  — температура пари;

$t_0$  — температура навколишнього повітря.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_{II}} + \frac{1}{a_B} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}}},$$

де:

$\delta$  — товщина стінки корпусу підігрівача, м;  
 $\alpha_n$  — частковий коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки, кДж/(м<sup>2</sup> · год · град);  
 $\alpha_B$  — частковий коефіцієнт тепловіддачі від стінки корпусу до навколишнього середовища, кДж/(м<sup>2</sup> · год · град);  
 $\lambda_{ст}$  — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, для сталі в 209,34 кДж/(м<sup>2</sup> · ч · град).

$$\alpha_n = \frac{4460 + 17,7(t_n - t_{сГ})}{\sqrt[4]{D_{ВН}(t_n - t_{сГ})}},$$

де:

$t_{сГ}$  - температура стінки;  
D - внутрішній діаметр корпусу підігрівача, м

$$t_{сГ} = \frac{t_n + t_{сГ}}{2}$$

$$\alpha_B = 1,14 \sqrt{\frac{t_{сГ} - t_0}{D_{ВН}}},$$

Сумуючи  $Q_m$  і  $Q$ , одержимо  $Q_n$ , по якому визначаємо витрату пари:

$$G_n = \frac{Q_n}{c_n - c_n}$$

де:

$c_n$  — теплоємність пари, кДж/кг;  $c_n$  — теплоємність конденсату, кДж/кг

Об'єм пари, що пропускається через підігрівач за годину:

$V'_n = 0,3825 \text{ м}^3$  — об'єм 1 кг пари. Швидкість пари в патрубку підводу:

$$V_n = V'_n G_n$$

$$v_n = \frac{V_n}{3600F} \text{ м/с}$$

де:

F — площа живого перетину патрубка, що підводить, м<sup>2</sup>.  
Необхідну поверхню підігрівача визначають по формулі:

$$S_n = \frac{T_n}{k_1 \Delta t_{ср}} \text{ м}^2$$

де:

$k_1$  — загальний коефіцієнт теплопередачі від пари до масла, кДж/(м<sup>2</sup> · г · град);  
 $\Delta t_{ср}$  — середньоарифметичний температурний перепад від пари до масла

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_m + \Delta t_k}{2}$$

Початковий температурний перепад від пари до масла:

$$\Delta t_m = t_n - t_{1м}$$

Кінцевий температурний перепад від пари до масла:

$$\Delta t_k = t_n - t_{2м}$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}}} \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град)}.$$

Тут  $\alpha_n$  — частковий коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки трубки, кДж/(м<sup>2</sup> · год · град);

$\alpha_m$  — частковий коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до масла, кДж/(м<sup>2</sup> · год · град);

$\delta$  — товщина стінки трубки, м;

$\lambda_{ст}$  — коефіцієнт теплопровідності від пари до стінки трубки, для сталі  $\lambda_{стали} = 209,340$  кДж/(м<sup>2</sup> · год · град).

$$a_n = \frac{4460 + 17.7(t_n - t_{ct})}{\sqrt[4]{d(t_n - t_{ct})}} \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}),$$

де:

$t_{ct}$  — температура стінки трубки;

$d$  — зовнішній діаметр трубки, м.

$$t_{ct} = \frac{2t_n + t_{1M} - t_{2M}}{4}.$$

При ламінарному руху масла:

$$a_m = \frac{Nu\lambda}{d_{BH}} \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}),$$

де:

$\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності масла, який можна прийняти рівним 0,314 кДж/(м<sup>2</sup> · град);

$d_{BH}$  — внутрішній діаметр трубки, м;

$Nu$  — критерій Нуссельта:

$$Nu = 5.91 \left( \frac{Re d_{BH}}{L} \right)^{0.2},$$

де:

$Re$  — критерій Пеклі;

$L$  — довжина трубки, м (за довжину трубки приймають повну довжину трубки з вигинами).

$$Re = \frac{3600 v_m c_m \rho d_{BH}}{\lambda},$$

$$Nu = 5.91 \left( \frac{3600 v_m c_m \rho d_{BH}}{\lambda L} \right)^{0.2},$$

Тут  $v_m$  — швидкість руху масла в трубці, м/с;

$\rho$  — об'ємна маса масла, рівна 0,9 гр/см<sup>3</sup>.

$$v_M = \frac{P_H}{3,6F} \text{м/с}$$

де:

3600 — коефіцієнт пропорційності.

Сумарна площа перетину всіх трубок, по яких проходить масло:

$$F = \frac{\pi d_{BH} Z M^2}{4},$$

де:

$d_{BH}$  — внутрішній діаметр трубки, м;

$Z$  — число трубок.

Поверхня  $S_B$  вибраного підігрівача масла повинна бути більше необхідної (розрахункової) поверхні  $S_H$ :

$$S_B > S_H$$

#### Розрахунок електропідігрівача масла.

Кількість тепла, необхідне для підігріву масла, визначають по формулі:

$$Q = n P_H c (t_2 - t_1) \text{Дж}$$

Буквені позначення див. стор.

Необхідна кількість електроенергії:  $V = K_1 W 3,6 \cdot 10^6 \text{кВт} \cdot \text{ч}$

$K_1$  — коефіцієнт перекаладу теплової енергії в електричну, при розрахунках за системою одиниць СІ він дорівнює одиниці.

$$T = \frac{V}{N} \text{ч},$$

Час розігрівання масла:

де:

$N$  — сумарна потужність встановлених нагрівачів, кВт.

Для збереження допустимих нормами властивостей масла температура вище 150°C для стінки нагрівача небажана. Тому рекомендують перевіряти розрахунком, прийнявши за початкову величину рівність теплових потоків [2]:

$$q \leq q_k,$$

де:

$q$  — питомий тепловий потік нагрівача, що визначається за його характеристикою, Вт/м<sup>2</sup>;

$q_k$  — конвективний тепловий потік, який визначається з умов теплопередачі від стінки нагрівача до масла, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = K_2 n,$$

де:

$K_2$  — коефіцієнт перекаладу питомої поверхневої потужності нагрівача в тепловий потік, рівний  $8610 \cdot 1,163 = 10013,4$  Вт•см<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;

$n$  — питома поверхнева потужність нагрівача, Вт/см<sup>2</sup>; її приймають з характеристики нагрівача.

$$q_k = a_2 \Delta t,$$

$a_2$  — коефіцієнт тепловіддачі від стінки нагрівача до масла, Вт/(м<sup>2</sup>•град); його визначають по рівнянню:

$$a_2 = 1.574 \sqrt{\frac{t_{cT} \cdot t_{cp}}{vd}} \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{град)};$$

$\Delta t$  - температурний перепад, град.

$$\Delta t = t_{cT} - t_{cp}.$$

По прийнятій температурі  $t_{cT} = 150^\circ\text{C}$  знаходять  $q_k$ . Цей тепловий потік повинен бути більше  $q$ , при  $q_k < q$  температура стінки нагрівача буде вищим  $150^\circ\text{C}$ , що може порушити стабільність властивостей масла. Щоб уникнути цього слід застосувати нагрівач з меншим  $n$  або ввести примусову циркуляцію масла. У разі використання нагрівача з меншим  $q$ , час розігрівання масла необхідно перерахувати відповідно до знов прийнятої величини  $n$ . Бажано вибирати такий нагрівач, у якого  $q_k = q$ , це забезпечує максимально можливу швидкість нагріву масла при заданій температурі.

#### Місткість пресбака

Місткість пресбака розподіляється таким чином: безпосередньо для подачі масла до мащених крапок використовується 45% місткості, 20%—для масла, що запобігає попаданню повітря в систему, і 35% — для створення повітряної подушки.

Місткість пресбака розраховують за формулою:

$$V = 2,2Q \text{ дм}^3 (\text{л}).$$

Тут  $Q$ -витрату масла для мастила машин протягом заданого часу визначають за формулою:

$$Q = qt0,0167 \text{ дм}^3,$$

де:

$q$  — кількість масла, що подається до вузлів тертя в 1 с.;

$t$  — час подачі масла, с.

#### Визначення витрати масла при змащуванні масляним туманом

Для визначення витрати масла при мастилi масляним туманом приймають мащену поверхню, рівну 1 см<sup>2</sup>. Практикою встановлено, що через масло розпилювач на таку площу необхідно подати масла не менше 0,3 см<sup>3</sup>/ч, АБО 8 крапель, і це тільки для її змазування, без урахування втрат унаслідок осідання на трубах і стінках деталей. Вважається, що втрати масла у вигляді туману не повинні перевищувати 1% всіх втрат при змащуванні проточним способом [7]. Умовну площу, по якій розраховують витрату масла, що розпилюється, приймають для підшипників качення  $F = dB$  ( $d$  — діаметр отвору внутрішнього кільця,  $B$  — ширина); для підшипників ковзання  $F = dL/4$  ( $d$ — діаметр цапфи,  $L$  — довжина вкладиша); зубчатих коліс  $F = D_{н.о}B/4$  ( $D_{н.о}$ —діаметр початкового кола,  $B$  — ширина колеса).

Діаметр маслопроводу, що підводить, приймають в 6 разів більше загальної площі всіх вихідних отворів труб, що подають розпилене масло в мащені крапки. Подачу масла регулюють з таким розрахунком, щоб у вихідного отвору агрегату були лише сліди масла.

Під час змащування масляним туманом рекомендують застосовувати масла з низьким коефіцієнтом кінематичної в'язкості. Звичайно в'язкість масел коливається від 800 до 2000 м<sup>2</sup>/с (від 8 до 20 ст) при температурі 100°C залежно від тиску повітря і конструкції розпилювачів.

За досвідченими даними, для мастила шарикопідшипників залежно від їх числа в масло розподільник рекомендують подавати стисле повітря приблизно під тиском: при числі підшипників від 1 та 30 шт. 0,07 Мн/м<sup>2</sup> (0,7 кг/см<sup>2</sup>), від 30 до 45 шт. 0,1 Мн/м<sup>2</sup> (1 кг/см<sup>2</sup>), від 45 до 60 шт. 0,14 Мн/м<sup>2</sup> (1,4 кг/см<sup>2</sup>).

## 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ ПЛАСТИЧНОГО МАСТИЛА

Перш ніж вибрати, який вид подачі мастила застосувати у кожному конкретному випадку, необхідно розрахувати її кількість, необхідну для даного вузла тертя, і визначити періодичність подачі. Працівники машинобудівної промисловості не мають в своєму розпорядженні в даний час якої-небудь чіткої теорії розрахунку кількості пластичного мастила, необхідного для вузлів тертя. Тому найчастіші оптимальні умови подачі

змащувальної речовини, його кількість і періодичність подачі визначають при експлуатації шляхом підбору.

Для орієнтовного розрахунку потреби в мастилі на заводах металургійного машинобудування використовують формули:

$$q = 11 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 \text{ см}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}),$$

де:

$q$  — кількість мастила ( $\text{см}^3$ ), яку слід подавати щогодини на  $1 \text{ м}^2$  поверхні вузла тертя, що треться;

$11$  — мінімальна норма витрати мастила для підшипників діаметром до  $100 \text{ мм}$  при  $n$ , що не перевищує  $100 \text{ мин}^{-1}$ ;

$K_1$  — коефіцієнт, що враховує залежність витрати мастила від діаметру підшипника.

$K_1 = 1 + 4(d - 100) \cdot 10^3$  - підшипник ковзання;

$K_1 = 1 - 4(d - 100) \cdot 10^3$  - підшипник кочення.

$K_2$  — коефіцієнт, що враховує залежність витрати мастила від числа обертів підшипника;

$K_3$  — коефіцієнт якості поверхонь, що труться (при хорошій якості  $K_3 = 1$ , при задовільній  $K_3 = 1,3$ );

$K_4$  — коефіцієнт, що враховує робочу температуру підшипника (при температурі нижчій  $75^\circ\text{C}$   $K_4 = 1$ , при робочій температурі  $75\text{—}150^\circ\text{C}$   $K_4 = 1,2$ );

$K_5$  — коефіцієнт, що враховує навантаженість підшипника.

При нормальному навантаженні  $K_5 = 1$ , при важкому  $K_5 = 1,1$ . Числові значення коефіцієнта  $K_2$  наступні:

Швидкість обертання, $\text{мин}^{-1}$			
100	200	300	400
Коефіцієнт $K_2$			
1,0	1,4	1,8	2,2

При змащуванні плоских виправляючих останні замінюються умовними підшипниками ковзання діаметром:

$$D_y = L / \pi,$$

де:

$L$  — довжина плоскої направляючої з циклом оборотів:

$$n_y = 60V / p D_y,$$

де:

$V$  — швидкість ковзання  $\text{м/с}$ .

Необхідний об'єм мастила  $V_n$ , який повинен подати живильник за один хід плунжера,  $\text{см}^3$ , при заданому або прийнятому режимі змазування:

$$V_n = qFT,$$

де:

$T$  — період між двома послідовними подачами години;

$F$  — площа поверхні підшипника, що треться,  $\text{м}^2$ .

По знайденому значенню  $V_n$  і табл. 5 вибирають відповідний живильник. Скориставшись вищенаведеною формулою без урахування режиму змазування, тобто визначивши необхідний об'єм мастила для даного підшипника тільки відносно його розміру

$$V'_n = qF$$

Вибравши живильники визначають кількість мастила витрачається за один цикл:

$$Q_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot V_i,$$

де:

$a_i$  — кількість живильників даного розміру;

$V_i$  — об'єм мастила що подається одним живильником.

Кількість циклів роботи системи за добу:

$$n_{\text{ц}} = 24/T$$

$T$  — тривалість циклу, години.

Отже, добова витрата мастила:

$$Q_{\text{д}} = n_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ц}}$$

Знаючи добову витрату, визначають кількість систем з ручним приводом:

$$N_p = Q_d / \alpha V_p,$$

де:

$V_p$  – об'єм резервуару;

$\alpha$  – коефіцієнт заповнення резервуару.

Якщо за кількістю мастила і числу місць її підведення все-таки вимагається встановити автоматичну централізовану систему, то слід передбачати додаткове охолодження або обігрів вузла тертя і трубопроводів залежно від їх робочої температури і можливості використання як змащувальна речовина консистентного мастила, яке може прокачати станція, зокрема, для машин металургійного виробництва — ИПП.

Т а б л и ц я Вибір числових значень коефіцієнту  $K_1$

Підшипники	Коефіцієнт $K_1$ при діаметрі, мм				
	100	200	300	400	500
Ковзання	1	1,4	1,3	2,2	2,5
Качання	1	1,1	1,2	1,25	1,3

Для більшості вузлів тертя розрахунок за приведеними формулами дає цілком задовільні результати.

Але іноді на практиці з'являється необхідність збільшення або зменшення розрахункової величини продуктивності дозуючого живильника. Так, наприклад, для мастила направляючих подушок валів блюмінга замість розрахункового живильника 2-0200-2К (ПД-23) насправді потрібен живильник 2-0500-1-К (ПД-14), те ж саме для деяких вузлів тертя ножиць для гарячого різання металу у робочих рольгангов блюмінгів або рельсобалочних станів. І, навпаки, для деяких підшипників качення агрегатів різання листів в цехах холодного прокату насправді доводиться ставити живильники меншої продуктивності, ніж розрахункова. В більшості випадків таке неспівпадання залежить від причин, які в розрахунку врахувати неможливо: невдала конструкція ущільнень, велика кількість води, що потрапляє на вузол тертя і вимиває мастило, невдале розташування змащувальних каналок, сорт мазі, не відповідність температурним і навантажувальним умовам роботи вузла. Ці причини викликають збільшення в порівнянні з розрахунковим типорозміру-живильника. Навпаки, менша швидкість роботи машини,

легший режим, добре працююче ущільнення ведуть до зменшення запроєктованого типорозміру живильника.

Діаметр умовного проходу (внутрішній діаметр труби) розраховують за формулою:

$$D_y = 2v F_n / \pi,$$

де:

$$F_n = 8,4 Q_o / V_o,$$

де:

$Q_o$  – кількість мастила  $dm^3/c$ , що подається;

$V_o$  – швидкість подачі мастила  $m/c$ .

Кількість мастила яку може пропустити труба:

$$Q = 0,1 \cdot F_{\text{подв}} \cdot V_m,$$

де:

$V_m$  – швидкість мастила в трубі.

#### Розрахунок продуктивності центральних станцій пластичного мастила

Після вибору діаметру і довжини мазепроводів від станції до живильників розв'язується питання про граничне число мащених крапок, які можуть бути обслужені цією станцією. Для систем, оснащених ручними станціями, число живильників визначають виходячи з умови, щоб перезарядку (заповнення) резервуару станції здійснювали не частіше за одне раз на добу, по формулі:

$$n = \frac{24 \cdot (2q_1 + 5q_2 + 10q_3 + 25q_4)}{\alpha \cdot i \cdot Q \cdot 1000},$$

де:

$n$  — кількість ручних станцій;

24 — час, год;

$q_1, q_2, q_3, q_4$  } — число вживаних живильників відповідного типу ;

коефіцієнти 2, 5, 10 і 25 найбільша місткість дозуючої камери живильників;

$\alpha$  — коефіцієнт, що враховує зменшення об'єму мастила в резервуарі станції ( $\alpha=0,8$  ч0,9);

$i$  — режим змазування, ч;

$Q$  — місткість резервуару станції,  $dm^3$ ;



1000— переклад місткості резервуару, см<sup>3</sup>.

Для змащувальних систем, обслуговуваних автоматичними станціями, необхідну продуктивність однієї станції  $Q_{ст}$  визначають, виходячи з умови, що при режимі змазування (від одного разу в два години і рідше) тривалість циклу нагнітання не перевищує 15 мін, а при частішій подачі 5-10 мін. Продуктивність станції в цьому випадку визначається з рівняння:

$$Q_{СТ} = \frac{2q_1 + 5q_2 + 10q_3 + 25q_4}{T_{наг}} \text{ см}^3 / \text{МИН},$$

де:

позначення  $q_n$  і числові коефіцієнти перед ними ті ж, що і для ручних станцій, а  $T_{наг}$  — тривалість одного циклу нагнітання мастила в систему, мін (не більш 10 мін).

Одноразовий максимальний об'єм мастила, який може бути поданий через живильники до вузлів тертя, визначають як суму місткостей всіх живильників, встановлених в системі. При цьому необхідно відзначити, що продуктивність автоматичної станції залежить не тільки від сумарної місткості живильників, але і від сумарної місткості мазепроводів. Від останньої залежить об'єм змащувального матеріалу, який повинен бути поданий в трубопроводі для компенсації пружного стиснення мастила, що знаходиться в них. При великій довжині мазепроводів об'єм мастила, що поступає від насоса до вузлів тертя, складає 20—25% її сумарного об'єму, що подається в систему. Решта кількості йде на компенсацію стисливості мастила в трубопроводах і часткового їх збільшення в діаметрі.

Сумарний об'єм мастила, що подається в трубопроводі для компенсації її стисливості, визначають як суму об'ємів окремих їх ділянок від станції до живильників за формулою, приведеній в роботі [13]:

$$\sum V_c = 0.0001 \cdot V \cdot P_{ср}.$$

де:

$V_c$ — об'єм, що звільняється в трубопроводі унаслідок стисливості мастила;

$V$  — місткість даної ділянки трубопроводу;

$P_{ср}$ —середній тиск в даній ділянці трубопроводу.

Таким чином, повний об'єм мастила, що подається станцією, рівний сумі двох об'ємів: одного — що подається через живильники до вузлів тертя і другого — необхідного для компенсації стисливості мастила під дією тиску в системі. Станцію обирають, виходячи з розрахунку, що час роботи насоса за один режим змазування дорівнює відношенню об'єму мастила, що подається, до продуктивності станції (але не більш 5—10 мін).

### Список використовуваної літератури

1. Седуш В. Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: Підручник. – 3-є вид., перероб. і доп. – К.: НМК ВО, 1992. – 368 с. – Рос. Мовою.
2. Надежность, ремонт и монтаж технологического оборудования заводов цветной металлургии. Колев К. С., Ягунов А. В., Выскребенец А. С. М.: Металлургия, 1984. 224с.
3. Смазка металлургического оборудования. Гедык П. К., Калашникова М. И. Изд-во «Металлургия», 1971, 376с.
4. Плахтин В. Д. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. М.: Металургия, 1983. – 415с.

## **Зміст**

Передмова

- 1. РОЗРАХУНКИ СИСТЕМИ  
РІДИННОГО ЗМАЩУВАННЯ**
  - 1.1.** Розрахунки картерної системи  
рідинного змащування
  - 1.2.** Розрахунки циркуляційної  
системи рідинного змащування
- 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ  
ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ  
ПЛАСТИЧНОГО МАСТИЛА**

Список використаної літератури

Зміст