

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему
«Горизонтальний відцентровий насос
для хімічних виробництв»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» (освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”)

Виконавець роботи

Турченко Дмитро Анатолійович

прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

Герман Віктор Федорович

прізвище, ім'я, по батькові

К.Т.Н., доцент

науковий ступінь, вчене звання

підпис, дата

Суми 2020

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри _____

«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра

Турченко Дмитро Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Горизонтальний відцентровий насос для хімічних виробництв»

затверджена наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Термін здавання закінченої роботи 14.06.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 12,5 \text{ м}$, частота обертів $n = 1500 \text{ об/хв}$, густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса; опис конструкції насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників, розділ з охони праці, економічна частина

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу (всього 4 листа ф. А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів до бакалаврської роботи	24.01 – 26.01. 2020 р.	
2	Переддипломна практика. Охорона праці	27.01 – 23.02. 2020 р.	
2	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	10.02 - 16.02. 2020 р.	
3	Опис конструкції вибраного насоса	17.02 - 20.02.2020 р.	
4	Складання звіту з практики	21.02 – 23.02.2020 р.	
5	Гідравлічні розрахунки	10.04 - 19.04.2020 р.	
6	Вибір двигуна. Вибір кінцевого ущільнення насоса. Теоретичне креслення відводу	20.04 - 30.04.2020 р.	
7	Механічні розрахунки. Монтажне креслення агрегату	01.05 - 17.05.2020 р.	
8	Креслення робочого колеса	18.05 - 21.05.2020 р.	
9	Складальне креслення насоса	22.05 – 07.06.2020 р.	
10	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	08.06 – 14.06.2020 р.	

Дата видачі завдання – 24.01.2020 р.

Студент _____

(підпис)

Керівник _____

Герман В. Ф.
(прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 40 сторінок, 7 рисунків,
14 літературних джерел.

Тема роботи – «Горизонтальний відцентровий насос для хімічних виробництв».

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса.

Мета роботи – розроблення конструкції хімічного горизонтального відцентрового насоса.

Відповідно до поставленої мети:

- обґрунтовано вибір конструкції насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, кавітаційних якостей насоса;
- вибрано кінцеве ущільнення й двигун насоса;
- виконана перевірка працездатності складальних одиниць і деталей насоса: вала, підшипників і шпонкового з'єднання.

В економічній частині розглянуто основні конструктивні особливості хімічних насосів і матеріали їх проточної частини.

У розділі охорони праці виконано розрахунок системи примусової вентиляції виробничих приміщень.

Ключові слова: ХІМІЧНИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИК, МІЦНІСТЬ.

Зміст

Завдання	
Реферат	
Вступ	5
1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса	7
2 Опис конструкції насоса	9
3 Гідравлічні розрахунки	11
3.1 Визначення основних розрахункових даних	11
3.2 Вибір моделі робочого колеса	11
3.3 Визначення гідравлічної осьової сили, що діє на ротор насоса	12
3.4 Визначення радіальної сили	15
3.5 Розрахунки кавітаційних якостей насоса	16
4 Вибір кінцевого ущільнення вала	19
5 Розрахунки на вибір двигуна	21
6 Визначення працездатності вузлів і деталей насоса	22
6.1 Розрахунки реакцій в опорах	22
6.2 Розрахунки довговічності підшипників	24
6.3 Розрахунки вала на статичну міцність	26
6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом	28
7 Економічна частина	31
7.1 Основні конструктивні особливості хімічних насосів і матеріали їх проточної частини	31
8 Охорона праці	34
8.1 Розрахунки системи примусової вентиляції виробничих приміщень	34
Висновки	38
Список літератури	39

					<i>6.131.08БР.000.00ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Турченко</i>			<i>Агрегат електронасосний</i> <i>АХ 25-12,5</i> <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Герман</i>					4	40
<i>Т.Контр.</i>						<i>СумДУ, гр. ГМз - 61 с</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексєєнко</i>						
<i>Утверд.</i>								

Вступ

Хімічні насоси для агресивних середовищ [10] призначені для роботи з різними типами й видами хімічних речовин, які мають активний склад і негативно впливають на звичайні матеріали. Наука на сьогоднішній день розробила достатню кількість речовин, одночасно небезпечних і життєво необхідних для людини. Консольні хімічні насоси здатні перекачувати наступні рідини:

- луги; кислоти;
- нафтопродукти; гази;
- вибухові речовини; радіоактивні речовини.

Насоси для хімічної промисловості відрізняються застосуванням різноманітних матеріалів при виготовленні. Промисловість не стоїть на місці, у зв'язку із цим виникає необхідність транспортувати їдкі речовини. Це можуть бути різні хімічні заводи, нафтопереробні підприємства. Важливість і значимість усього цього змушує застосовувати матеріали найвищої якості при виготовленні хімічних насосів. Такі хімічні насоси повинні безперешкодно справлятися з будь-якими їдкими речовинами. Вихід з ладу такого агрегату зупиняє весь виробничий процес. Витік хімічної речовини може непоправно завдати шкоди здоров'ю людини й навколишньому середовищу.

Дуже рідко при виготовленні робочої частини насоса застосовується чавун. Цей метал активно руйнується при впливі різних хімічних речовин і одночасно виділяє іони заліза. Утрудненим є також підтримка робочого тиску в чавунному корпусі. У зв'язку із цим при виготовленні хімічних насосів використовуються наступні матеріали:

- сталь, що містить у складі нікель, мідь, молібден;
- титан; залізокремнієві сплави;
- поліпропілен.

Вибір матеріалу обумовлюється властивостями рідини, що перекачується, необхідною довговічністю роботи й ін.

Конструкція насосів для хімічних виробництв мало чому відрізняється від конструкції насосів загального призначення. Як правило це одноступінчастий консольний насос із робочим колесом низкої швидкохідності. Горизонтальні хімічні насоси в більшості виконань являють собою консольні агрегати й відрізняються великою продуктивністю. Насоси хімічні здатні перекачувати рідину, яка може бути вибухонебезпечна, хімічно активна або легко запалюватися. Основною областю застосування таких насосів є нафтохімічна й хімічна промисловість.

Насоси різняться своєю конструкцією: Х, АХ, ТХ і являють собою консольні одноступінчасті насоси з окремою опорною стійкою. Насос типу Х наведено на рис 1 [11].

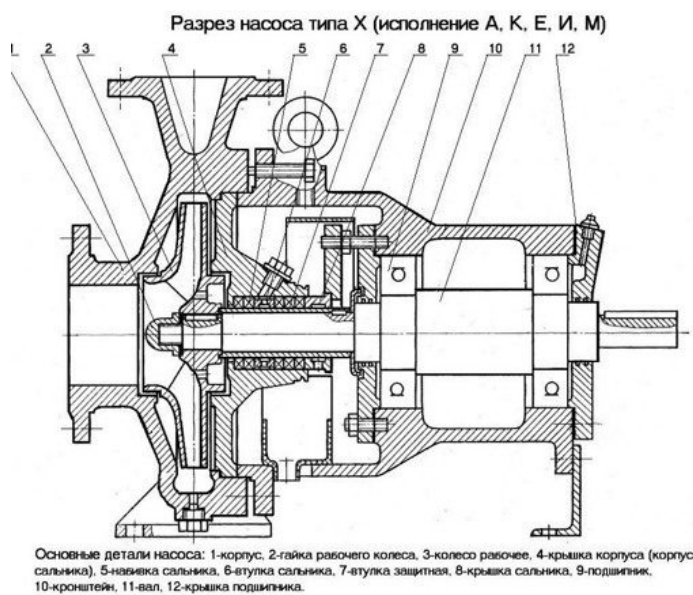


Рисунок 1 – Конструкція насоса типу Х

Хімічні насоси також різняться по середовищу, для перекачування якого вони призначені.

1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса

Вихідні дані: подача $Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 12,5 \text{ м}$.

Параметри проектного насоса відповідають ряду хімічних одноступінчастих насосів типу X [1]. Відповідно до цього ряду вибираємо одноступінчастий насос консольного типу із закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [1]:

$$ns = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проектного насоса рівно 1.

Проведемо розрахунки для двох частот обертання $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$ і $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$.

При $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$:

$$ns_1 = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{25}}{60 \cdot 12,5^{3/4}} = 68,7.$$

При $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

$$ns_2 = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{25}}{60 \cdot 12,5^{3/4}} = 137,4.$$

Розрахунок ns показує, що при $n_1 = 1500$ об/хв його значення $ns_1 = 68,7$. Насоси при таких ns мають середні габарити й високий рівень ККД. Крім цього, при даній частоті обертання насоси будуть мати кращі кавітаційні якості.

При $n_2 = 3000$ об/хв значення $ns_1 = 137,4$. При даній частоті значно погіршуються кавітаційні якості насоса й зростає вібрація. У зв'язку із цим ухвалюємо частоту обертання $n = 1500$ об/хв.

2 Опис конструкції насоса

Насос Х 25-12,5 – відцентровий, одноступінчастий, консольний, з горизонтальним розташуванням вала, з однобічним осьовим підведенням рідини до робочого колеса й вертикальним відводом (рис. 2.1).

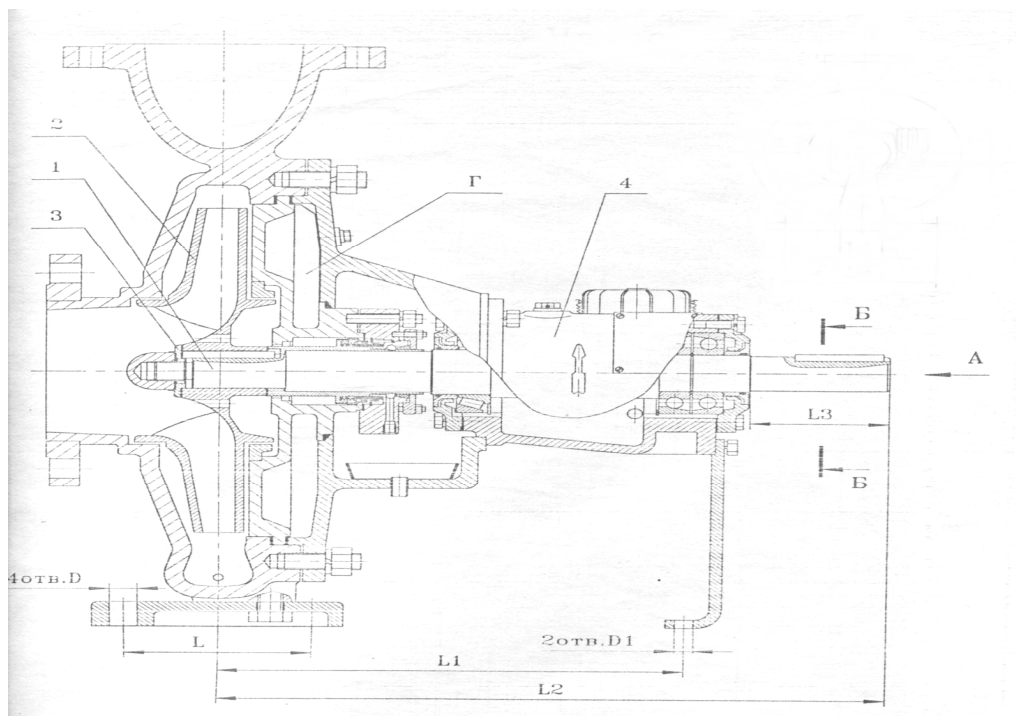


Рисунок 2.1 – Конструкція насоса типу Х: 1-вал; 2-робоче колесо; 3-фіксатор; 4-кронштейн

Проточна частина насоса – корпус, робоче колесо, диск, гайка ротора виконані зі сталі 20Х13Л.

Базовою деталлю насоса є корпус.

Корпус насоса має опорні лапи й болтами кріпиться до рами. До корпуса через проміжне проставлення кріпиться опорний вузол, у якому на шарикопідшипниках установлений вал насоса.

Кінцеве ущільнення насоса – одинарне торцеве. Матеріал пари тертя-силіцирований графіт СГ – П. Дане ущільнення забезпечує герметичність і має великий ресурс роботи. Для охолодження ущільнення передбачене підведення води від стороннього джерела.

Конструкція насоса виконана відповідно до міжнародного стандарту ISO 2858. Відмінною рисою насоса є відсутність необхідності демонтажу трубопроводів при його розбиранні. Забезпечується це застосуванням сполучної пружної муфти із проміжним проставленням. Крім цього, при розбиранні насоса відпадає необхідність у знятті електродвигуна.

Насос призначений для подачі хімічно активних і слабоагресивних рідин, які можуть викликати корозію матеріалу проточної частини насоса, а також нейтральних рідин із густиною $\rho = 1000 - 1100 \text{ кг/м}^3$.

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 12,5 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 1500 \text{ об/хв}$; густина рідини, що перекачується, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$:

$$ns = 68,7.$$

3.2 Вибір моделі робочого колеса

Визначимо попередньо діаметр робочого колеса за формулою [1]:

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2gH}}{n}, \quad (3.1)$$

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 12,5}}{1500} = 0,200 \text{ м.}$$

Виходячи з отриманих значень $ns = 68,2$ і $D_2 = 200 \text{ мм}$ вибираємо модельну проточну частину зі спіральним відводом ($ns = 70$). Параметри моделі: $D_{2M} = 200 \text{ мм}$; $n = 3000 \text{ об/хв}$; $\rho_M = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Параметри моделі при $ns = 68,7$: $Q_M = 45,0 \text{ м}^3/\text{год}$; $H_M = 49,0 \text{ м}$; $\eta_M = 62 \%$.

Для визначення геометричних розмірів проточної частини насоса (робочого колеса, відводу) визначимо коефіцієнт геометричної подоби λ за формулою [2]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_H}{Q_M}\right)^2 \cdot \frac{H_M}{H_H}}, \quad (3.2)$$

де Q_H і Q_M – подача ступеня натурального й модельного насосів;

H_H і H_M - напір ступеня натурального й модельного насосів;

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{25}{45}\right)^2 \cdot \frac{49,0}{12,5}} = 1,04.$$

Перерахуємо зовнішній діаметр натурального робочого колеса D_{2H} через коефіцієнт λ [1]:

$$D_{2H} = \lambda \cdot D_{2M}, \quad (3.3)$$

де D_{2M} – діаметр робочого колеса моделі.

$$D_{2H} = 1,04 \cdot 200 = 208 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення гідравлічної осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається із суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для зрівноважування осьової сили в насосі застосоване симетричне ущільнення по обидві сторони робочого колеса й виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск у порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.1).

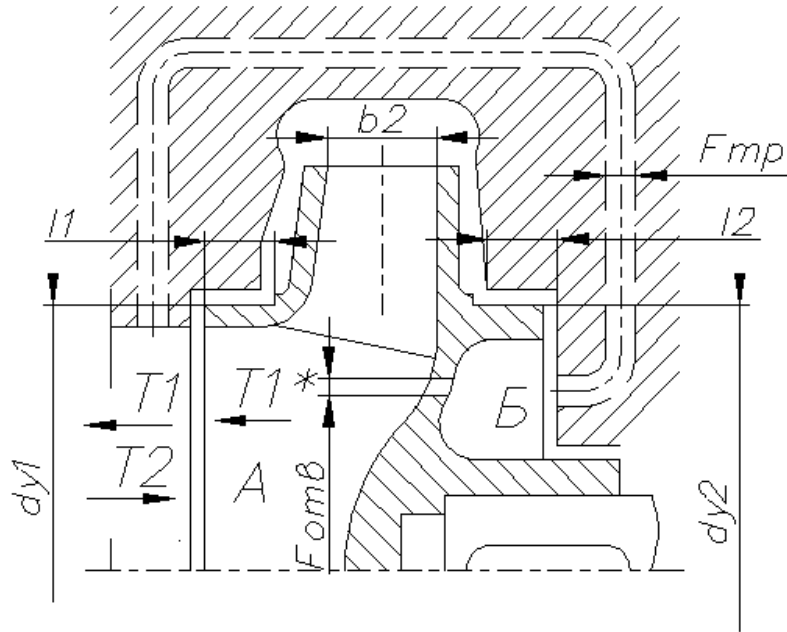


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил у насосі

Однак повне зрівноважування осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношування ущільнення T_1^* і сила T_2 , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* , спрямована убік усмоктування.

Ця сила буде рівна [1]:

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right); \quad (3.4)$$

Із креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,05 \text{ м}; \quad r_2 = 0,104 \text{ м.}$$

Окружна швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,208 \cdot 1500}{60} = 16,3 \text{ м/с.}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,104^2 - 0,05^2) \cdot 9810 \cdot \frac{16,3^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,104^2}{0,104^2 - 0,05^2} \cdot \ln \frac{0,104^2}{0,05^2} + \frac{0,104^2 + 0,05^2}{2 \cdot 0,104^2} - 2 \right) = 445 \text{ Н.}$$

По осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Сила T_2 рівна [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де $B = 1$ - для радіальних коліс;

v_0 - швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де S_0 - площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi(D_o^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де D_0 - діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,088$ м;

$d_{вт}$ - діаметр втулки, $d_{вт} = 0$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,088^2 - 0^2)}{4} = 0,006 \text{ м}^2;$$

$$v_0 = \frac{25}{3600 \cdot 0,006} = 1,16 \text{ м/с};$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 25}{3600 \cdot 9,81} \cdot 1,16 = 7 \text{ Н}.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2 \quad (3.9)$$

$$T = 445 - 7 = 438 \text{ Н}.$$

3.4 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{опт}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 v_2, \quad (3.10)$$

де K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса,

$$D_2 = 0,208 \text{ м};$$

b_2 - ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,

$$b_2 = 0,022 \text{ м.}$$

Коефіцієнт K_R залежить від n_S . При $n_S = 68,7$ $K_R = 0,15$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,15 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 12,5 \cdot 0,208 \cdot 0,022 = 84 \text{ Н.}$$

3.5 Розрахунки кавітаційних якостей насоса

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса й фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти;

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

W_1 – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при безударному вході на лопаті колеса коефіцієнти λ_1 і λ_2 приймають рівними:

$$\lambda_1 = 1,2; \quad \lambda_2 = 0,3.$$

Швидкість $v_0 = 1,16$ м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

де U_1 – окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0; \quad D_1 = 0,8 \cdot 0,088 = 0,07 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,07 \cdot 1500}{60} = 5,5 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.14)$$

де $\psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При $\psi_1 = 1,3$:

$$v_{m1} = 1,3 \cdot 1,16 = 1,5 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{5,5^2 + 1,5^2} = 5,7 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{1,16^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{5,7^2}{2 \cdot 9,81} = 0,6 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{25}}{60 \cdot 0,6^{3/4}} = 1249.$$

Отримане значення $C = 1249$ показує, що насос має задовільні кавітаційні якості [3].

4 Вибір кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення

Кінцеві ущільнення передбачаються для ущільнення вала насоса в місці виходу його з корпусу й запобігають витокам перекачувальної рідини з насоса.

За умовами роботи хімічного насоса найбільш доцільне застосування торцевого ущільнення. Торцеві ущільнення мають ряд переваг: забезпечують практично повну герметичність, нормально працюють при підвищеній вібрації й не вимагають постійного догляду.

У конструкції насоса застосоване одинарне торцеве ущільнення. Конструкція одинарного торцевого ущільнення наведена на рисунках 4.1 і 4.2.

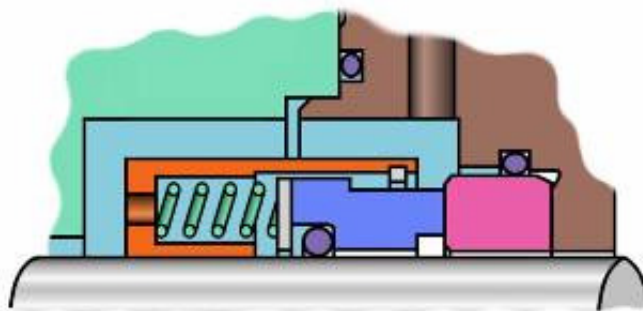


Рисунок 4.1 – Схема торцевого ущільнення [12]

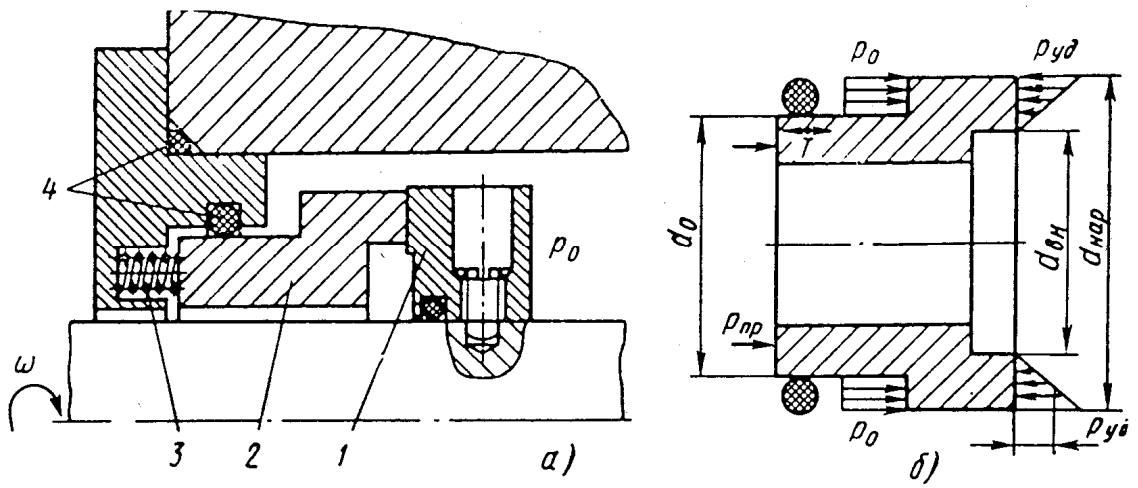


Рисунок 4.2 – Торцеве ущільнення [1]: 1– обертова деталь; 2 – необертова деталь; 3 – пружина; 4 – гумові кільця

5 Розрахунки на вибір двигуна

Вибір двигуна

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \text{ КВт} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 12,5}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,62} = 1,4 \text{ КВт},$$

де $\eta = 0,62$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{эд}} = K \cdot N, \quad (5.2)$$

де $K = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт, що враховує припустиме граничне відхилення напору

Ухвалюємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 1,4 = 1,54 \text{ КВт}.$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун АИУ90LB4 з параметрами [13]:

Потужність – 1,5 КВт;

Напруга – 380 В;

Частота обертання (синхронна) – 1500 об/хв.

6 Визначення працездатності вузлів і деталей насоса

6.1 Розрахунки реакцій в опорах вала

У конструкції насоса X 25-12,5 в опорах А і В установлені роликові радіально-упорні підшипники. Схема навантаження вала наведена на рис. 6.1.

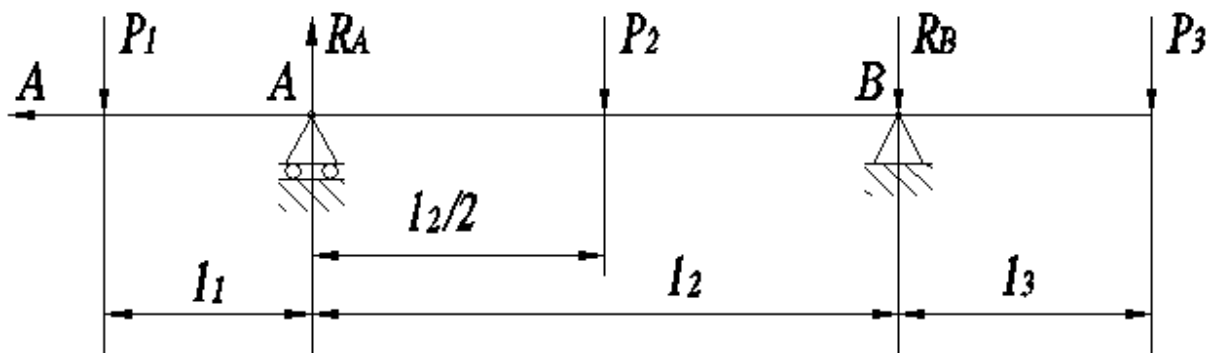


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається з виразу

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} G_{1\phi} + R, \quad (6.1)$$

де G_K - вага робочого колеса, Н;

$G_{1\phi}$ - вага вала на ділянці l_1 , Н;

R - радіальна сила, Н.

$$G_K = 39 \text{ Н}; \quad G_{1\phi} = 15 \text{ Н}; \quad R = 84 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 39 + \frac{1}{3} \cdot 15 + 84 = 128 \text{ Н.}$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = 0,625 G_{2\sigma}, \quad (6.2)$$

де $G_{2\sigma}$ - вага вала між опорами

$$G_{2\sigma} = 18 \text{ Н}; \quad P_2 = 0,625 \cdot 18 = 12 \text{ Н.}$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\sigma}, \quad (6.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ - вага напівмуфти; $G_{3\sigma}$ - вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 32 \text{ Н}; \quad G_{3\sigma} = 6 \text{ Н.}$$

$$P_3 = 32 + \frac{1}{3} \cdot 6 = 34 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій у підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

R_A і R_B - реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,150$ м; $l_2 = 0,150$ м; $l_3 = 0,08$ м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3 (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3 (l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2}; \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{128 \cdot 0,150 - 34 \cdot (0,15 + 0,08) - 12 \cdot \frac{0,15}{2}}{0,15} = 70,0 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1 (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0. \quad (6.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1 (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{12 \cdot 0,15 / 2 + 128 \cdot (0,15 + 0,15) - 34 \cdot 0,08}{0,15} = 244 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунки довговічності підшипників

По діаметру вала $d = 40$ мм вибираємо підшипник роликовий конічний однорядний радіально-упорний 7208А ГОСТ 27365-87.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 32000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C_d = 41600 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьове й радіальне навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [6]:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{Cd}{P} \right)^3, \quad (6.8)$$

де Cd – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;
 P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XVFr + YFa) \cdot K_T K_\delta. \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,2$; температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$; коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна й осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 244H; \quad Fa = A = T = 438H.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіальної:

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{438}{1 \cdot 244} = 1,8.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{Fa}{C_o} = \frac{738}{32000} = 0,023.$$

При цьому $e = 4,6$.

Т.к. $Fa/V \cdot Fr < e$, тоді коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y :

$$Y = 0.$$

Динамічне навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 244 + 0 \cdot 438) \cdot 1 \cdot 1,2 = 292 \text{ Н} .$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \cdot \left(\frac{41600}{292} \right)^3 = 32000000 \text{ ч} .$$

Підшипник задовольняє необхідним умовам.

6.3 Розрахунки вала на статичну міцність

Розрахунки проводимо за методикою [7].

Для визначення напруг у перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

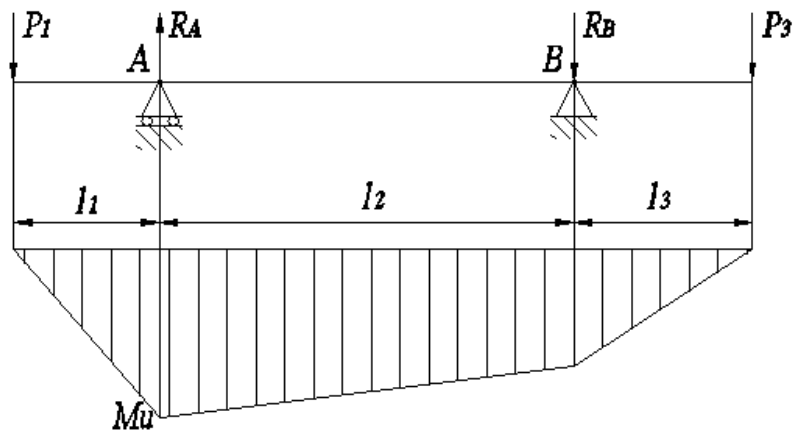


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перетині А

$$M_u = P_1 \cdot l_1, \tag{6.10}$$

$$P_1 = 128 \text{ Н}; l_1 = 0,150 \text{ м};$$

$$M_u = 128 \cdot 0,15 = 19 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність насоса; $N = 1,4 \text{ кВт}$.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{1,4}{1500} = 8,9 \text{ Нм}$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_H = 0,1d^3, \quad (6.12)$$

де $d = 40 \text{ мм}$ – діаметр вала під підшипником

$$W_H = 0,1 \cdot 0,04^3 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутінню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (6.13)$$

$$W_{kp} = 0,2 \cdot 0,04^3 = 12,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_H = \frac{M_u}{W_H}, \quad (6.14)$$

$$\sigma_H = \frac{19}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 3,0 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,0 \text{ МПа}.$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (6.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{8,9}{12,8 \cdot 10^{-6}} = 0,7 \text{ Па} = 0,7 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{ЭKB} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{ЭKB} = \sqrt{3,0^2 + 3 \cdot 0,7^2} = 3,2 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 30Х13;

Границя текучості $\sigma_T = 735 \text{ МПа}$.

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭKB}}, \quad (6.17)$$

$$n_T = \frac{735}{3,2} = 230$$

Умова міцності виконується.

6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунків

Матеріал вала – Сталь 30Х13.

Границя текучості - $\sigma_T = 735 \text{ МПа}$.

Матеріал шпонки – Сталь 30Х13.

Границя текучості - $\sigma_T = 735$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Границя текучості - $\sigma_T = 440$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{KP} = 8,9 \text{ Нм.}$$

При розрахунках шпонкового з'єднання вала з колесом визначальним є напруга змінання

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot t_2}, \quad (6.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_2 - глибина врізання шпонки в колесо;

d - діаметр вала.

Розмір шпонки під колесом, мм: $b \times h \times l=8 \times 7 \times 28$.

$d = 24$ мм; $l_p = l - \epsilon = 28 - 8 = 20$ мм; $t_2 = 3,3$ мм.

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 8,9}{0,024 \cdot 0,020 \cdot 0,0033} = 11,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,2 \text{ МПа}$$

Допустиму напругу на змінання обчислюємо для матеріалу колеса, тому що цей матеріал має саму низьку межу текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_T . \quad (6.19)$$

Для матеріалу колеса

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 440 = 246 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{CM} < [\sigma_{CM}].$$

Умова міцності на зминання виконується.

7 Економічна частина

7.1 Основні конструктивні особливості хімічних насосів і матеріали їх проточної частини

За останній час створена велика кількість різних по конструкції й призначенню хімічних насосів. Основним типом насосів, застосовуваних для перекачування рідин на хімічних виробництвах, є відцентрові насоси. Конструкції відцентрових хімічних насосів мало чому відрізняються від конструкцій відцентрових насосів загального призначення. Однак для них характерні деякі особливості й конструктивні відмінності. Аналіз показує наступне.

По числу ступенів відцентрові насоси підрозділяються на одноступінчасті й багатоступінчасті. Одноступінчасті насоси можуть створювати напір до 40 – 50 м. Для одержання більш високих напорів застосовують багатоступінчасті насоси, що мають дві або більше ступенів (до 10). Однак для перекачування хімічних середовищ на заводах в основному використовують одноступінчасті насоси. У випадках, коли напору, що створюється одним насосом, виявляється недостатньо, встановлюють послідовно два насоси.

По конструкції робочого колеса відцентрові насоси підрозділяються на насоси з відкритим робочим колесом, що складається тільки із втулки з лопатями; із закритим колесом, у якого лопаті з боків обмежені дисками; з напіввідкритим колесом, що не має переднього диска. У конструкціях хімічних насосів використовують усі перераховані типи коліс.

По числу лопей робочі колеса можуть бути із двома й більш лопатями. Двох і трилопатеві колеса служать для перекачування в'язких рідин і рідин, що містять тверді домішки. Для чистих і малов'язких рідин застосовують колеса із числом лопатей до восьми.

По способу підведення рідини до колеса відцентрові насоси бувають із однобічним і двостороннім усмоктуванням. В умовах хімічного

виробництва насоси другого типу застосовуються дуже рідко внаслідок їхньої конструктивної складності (значні габарити, наявність двох сальникових ущільнень і ін.).

По розташуванню вала насоси бувають із горизонтальним і вертикальним валом. Більшість відцентрових хімічних насосів має горизонтальний вал. Конструкція насоса звичайно визначається умовами його експлуатації.

По роду приводу найбільше широко поширені насоси з безпосереднім приводом від електродвигуна.

Основною конструктивною відмінністю хімічних насосів є кінцеве ущільнення, у якості якого застосовують сальникове ущільнення з набиванням зі спеціальних матеріалів або торцеве ущільнення зі спеціальним матеріалом пар тертя (кераміка, графіт, фторопласт).

Іншою основною відмінністю є застосування різноманітних матеріалів для виготовлення насосів.

До матеріалів, застосовуваних у насосах різних типів, пред'являються залежно від призначення наступні основні вимоги:

- стійкість проти корозії в різних середовищах, починаючи від прісної води й кінчаючи агресивними хімічними продуктами;
- стійкість проти кавітаційної ерозії;
- зносостійкість при впливі зважених абразивних часток у потоці рідини;
- прийнятні технологічні властивості, у тому числі ливарні.

Особливо вимогливо необхідно підходити до вибору матеріалів проточної частини хімічних насосів. Вибір матеріалу обумовлений в основному властивостями рідини, що перекачується. Деталі насосів можуть виготовлятися із сірого хромистого й високохромистого чавуну. Високі вимоги також по стійкості проти корозії при перекачуванні хімічно агресивних рідин обумовлюють широке застосування нержавіючої сталі різних марок (наприклад, 20Х13Л, 10Х18Н12М3ТЛ, 12Х18Н9ТЛ і ін.). В

особливо агресивних середовищах застосовуються сплави: ферросилід (З15), 185Х34Л, 75Х28Л и ін.

При перекачуванні кислот, лугів, бензину й інших хімічних рідин застосовуються проточні частини насосів з алюмінієвих сплавів (АЛ 4, АЛ 9) і бронзи (ОЦ 10-2, ОЦ 8-4).

Усе більше поширення у виробництві відцентрових насосів для хімічних виробництв одержує титан. На поверхні титану утворюється щільна окисна плівка товщиною менш 1 мкм, що охороняє від корозії. Титан стійок при перекачуванні азотної кислоти будь-якої концентрації. Він має високу стійкість і в морській воді. Титанові насоси в гарячій азотній кислоті, у нагрітих хлорних і сольових розчинах працюють в 10 – 20 раз довше, чим насоси з нержавіючої сталі.

При виготовленні хімічних насосів знайшли широке застосування неметалічні матеріали: пластмаси, гума, кераміка. До хімічно стійких пластмас відносять Фторопласт – 4 і 3, поліетилен, поліпропілен, вініпласт і ін. Гума застосовується в процесі гумування, тобто покриття нею металевих поверхонь. Цей спосіб застосовується при перекачуванні рідин з абразивними включеннями.

У числі хімічно стійких матеріалів застосовується кераміка. Серед відцентрових насосів є такі, робочі органи яких цілком виготовлені з кераміки. Недоліком керамічних насосів є висока крихкість.

Слід зазначити, що при виробництві хімічних насосів постійно ведуться пошуки нових матеріалів, що забезпечують їхню високу надійність.

8 Охорона праці

8.1 Розрахунки системи примусової вентиляції виробничих приміщень

Однією з необхідних умов здоровішої й високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря в робочих приміщеннях. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як гази й пари, і створення здоровішого повітряного середовища, є важливим завданням, яке повинно здійснювати комплексно, одночасно з розв'язком основних питань виробництва. Концентрація шкідливих речовин у робочій зоні й час їх впливу є вирішальними факторами в забезпеченні безпеки.

Санітарними нормами проектування промислових підприємств регламентовані гранично припустимі концентрації шкідливих домішок у повітрі робочого середовища [9], тобто концентрації, тривалий і систематичний вплив яких на організм людини не викликає отруєнь і професійних захворювань.

З обліком гранично припустимих концентрацій проектують технологічні процеси й вентиляцію у виробничих приміщеннях зі шкідливими виділеннями. Технічні засоби профілактики виробничих шкідливостей являють собою різні види вентиляції, засновані на видаленні із приміщення забрудненого повітря (витяжна вентиляція) і введення замість його чистого, найчастіше спеціально обробленого (приточна вентиляція).

Будь-яка механічна вентиляція складається з витяжної і усмоктувальної систем, кожна з яких включає наступні елементи [9]:

- повітрязабірний пристрій;
- пристрій для обробки повітря;
- вентилятор з електродвигуном;
- повітрявідводи;
- викідні отвори.

Повітрязабірні пристрої витяжної вентиляції виконуються у вигляді відкритих, напівзакритих і зовсім закритих відсосів. Головна увага при улаштуванні відсосів приділяється двом факторам – найбільш повному покриттю місця виділення виробничих шкідливостей і розташуванню відсосів у повній відповідності із природнім напрямком руху пари і газів. Повітряприймальний отвір приточної вентиляції влаштовується в прорізі зовнішньої стіни або у вигляді спеціальної повітрязабірної шахти з жалюзійними ґратами на висоті 2-3 м від місця викиду забрудненого повітря.

Повітряводи призначені для переміщення повітря від місця забору до приміщення або місця викиду, а також для розподілу повітря по приміщенню.

Розрахунки вентиляційної системи зводяться до визначення необхідного повітрообміну, типу й розміру вентилятора й приводного електродвигуна.

У приміщенні при роботі хімічного насоса може відбуватися виділення шкідливих або небезпечних у вибухопожежному відношенні рідин і пари. Для розрахунків вентиляції виробничого приміщення, де встановлені розроблювальні хімічні насоси, виберемо в якості середовища, що перекачується, етиловий спирт. Розрахунки вентиляції проведемо по концентрації шкідливих речовин у робочій зоні. ПДК етилового спирту в робочій зоні - 1000 мг/м³. Розрахунковий повітрообмін характеризується кратністю обміну:

$$\bar{K} = \frac{V_{\text{вент}}}{V_{\text{пом}}}, \quad (8.1)$$

де:

\bar{K} – кратність повітрообміну;

$V_{\text{вент}}$ – обсяг повітря, необхідний для обміну, м³/година;

$V_{\text{пом}}$ – обсяг приміщення, м³.

Необхідний для обміну обсяг повітря визначається залежно від кількості, що виділяються, шкідливої пари:

$$V_{\text{вент}} = \frac{G}{K_2 - K_1}, \quad (8.2)$$

де:

$V_{\text{вент}}$ – обсяг повітря, необхідний для обміну, м³/година;

K_1 – концентрація шкідливої пари у зовнішньому повітрі, мг/м³;

K_2 – припустима концентрація шкідливої пари у приміщенні, мг/м³;

G – пара, що виділяється, г/година.

Кількість пари, що виділяються, визначається за формулою:

$$G = \frac{K \cdot \gamma}{K_{\text{вых}} - K_{\text{пр}}}, \quad (8.3)$$

де:

G – пара, що виділяються, кг/година;

K – загальна кількість шкідливостей, що надходять у робочу зону, г/година;

γ – питома вага повітря, кг/м³;

$K_{\text{вых}}$ – концентрація виділень у повітрі, що виходить, г/м³;

$K_{\text{пр}}$ – концентрація виділень у приточному повітрі, г/м³.

Загальна кількість шкідливостей K , що надходять у робочу зону внаслідок роботи хімічного насоса, буде визначатися величиною витoku через його ущільнення. Ця величина, у випадку застосування стандартних торцевих ущільнень, становить $K = 3,1$ г/година. Концентрація виділень етилового спирту в повітрі, що виходить, рівна $1,15$ г/м³. Концентрація виділень у приточному повітрі повинна бути по можливості мінімальною, $K_{\text{пр}} \leq 0,3 \cdot K_2$, де ПДК для етилового спирту рівна 1000 мг/м³ [9]. Приймаємо $K_{\text{пр}} = 0,3$ мг/м³.

Тоді:

$$G = \frac{3,1 \cdot 1,2}{1,15 - 0,3} = 4,4 \text{ кг / год.}$$

Будемо вважати, що концентрація етилового спирту в зовнішньому повітрі (зона промислового майданчика) рівна $0,3 \text{ мг/м}^3$.

$$V_{\text{вент}} = \frac{4,4 \cdot 10^6 \text{ мг/год}}{1000 - 300 \text{ мг/м}^3} = 6285,7 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Обсяг приміщення, виходячи з його геометричних розмірів рівний:

$$V_{\text{пом}} = a \cdot b \cdot c, \quad (8.4)$$

де

$V_{\text{пом}}$ – обсяг приміщення, м^3 ;

a – довжина приміщення, м;

b – ширина приміщення, м;

c – висота приміщення, м.

$$V = 10 \cdot 15 \cdot 6 = 900 \text{ м}^3,$$

Кратність повітрообміну рівна:

$$\bar{K} = \frac{6285,7}{900} = 6,98.$$

Приймаємо кратність повітрообміну $K=7$.

Вибір вентилятора робимо на підставі розрахункових даних про необхідну продуктивність по діаграмах і таблицям [9].

$$V_{\text{расч}} = 1,1 \cdot 6285,7 = 6914,3 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Даній продуктивності відповідає відцентровий вентилятор Ц 9 – 57 № 6, ККД вентилятора 0,56, число обертів 950 об/хв. Вентилятор повинен бути укомплектований електродвигуном А02-42-6 потужністю 4 кВт при 950 об/хв [9]. Система вентиляції повинна бути спроектована з опором не більше 70 кг/м^2 .

Аварійна вентиляція повинна забезпечувати викид в атмосферу парів етилового спирту, такої концентрації, при якій спрацьовують газоаналізатори до вибухових концентрацій і забезпечувати 8-кратний повітрообмін, додатково до основної системи вентиляції.

Висновки

У бакалаврській роботі розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального хімічного насоса з параметрами: подача $Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 12,5 \text{ м}$.

У розрахунково-пояснювальній записці дане обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса, наведені гідравлічні розрахунки розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, кавітаційних якостей насоса. Обрано тип двигуна й ущільнення насоса.

Проведені механічні розрахунки вала, шпонкового з'єднання, підшипників.

В економічній частині роботи наведені основні конструктивні особливості хімічних насосів і матеріали їх проточної частини.

У розділі охорони праці виконано розрахунки системи примусової вентиляції виробничих приміщень.

Обсяг графічного матеріалу – 4 аркуші ф. А1.

Список літератури

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Конструкция и расчет насосов высокого давления / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1971. – 304 с.
3. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
4. Бакланов Н. А. Насосы в химической промышленности / Н. А. Бакланов. – 2-е изд., перераб. – Ленинград : Химия, 1977. – 71 с.
5. Общетехнический справочник /Е.А. Скороходов и др. – 4-е изд., - М.: Машиностроение, 1990.
6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – М.: Высш. шк., 1991.
7. ГОСТ 12.0.003-74 «Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
8. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 824 с.
9. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование: Справочник/ Под общ. ред. С. В. Белова. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
10. Химические насосы [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.nektonnasos.ru/articles/himicheskie_nasosy/himicheskie_nasosy.php.
11. Насосы химические [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://nktechnology-group.ru/nasosy_himicheskie1.
12. Уплотнения [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://www.t2100.su/usefulinfo/5vopros.php>.

13. Электродвигатель АИУ-90-ЛВ4 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ukrnasosprom.com/shop/elektrodvigateli-aiu/elektrodvigatel-aiu-90-lb4-1-5-kvt-1500-shakhtnyj-elektrodvigatel>.

14. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.