

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка насосу для цукрового виробництва СКМ 120-55 з використанням теорії подібності**

Здобувача групи ГМ-01-2 Тесленка Сергія Сергійовича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Тесленко Сергій Сергійович

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент

Едуард КОЛІСНІЧЕНКО

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

прикладної гідроаеромеханіки

_____ Сотник М.І.

“ ____ ” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

до випускної роботи бакалавра студенту

Тесленку Сергію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи - «Розробка насосу для цукрового виробництва СКМ 120-55 з використанням теорії подібності»

затверджена наказом по університету від ____ " ____ " _____ 20__ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 20.05.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

- параметри натурального насосу:

подача насоса $Q_n = 120 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_n = 55 \text{ м}$, частота обертів $n_n = 1500 \text{ об/хв.}$, густина $\rho_n = 1120 \text{ кг/м}^3$.

- параметри модельного насосу:

подача насоса $Q_m = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_m = 100 \text{ м}$, частота обертів $n_m = 2500 \text{ об/хв.}$, густина $\rho_m = 1100 \text{ кг/м}^3$;

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

теоретичне креслення робочого колеса (А3), креслення робочого колеса (А1), теоретичне креслення спірального відводу (А1), креслення спірального відводу (А1), складальне креслення насосу (А1).

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів	до 28.04.2024	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Теоретичне креслення спірального відводу		
7	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник
8	Виконання економічного розділу		Керівник
9	Оформлення звіту з практики		
10	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 02.05.2024	
11	Розрахунок кінцевого ущільнення		
12	Розрахунки на міцність		
13	Розрахунки з вибору підшипників		
14	Креслення робочого колеса	до 05.05.2024	
15	Складальне креслення насоса	до 15.05.2024	
16	Креслення спірального відводу	до 18.05.2024	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 20.05.2024	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 20.05.2024	
19	Перевірка роботи на плагіат.	до 27.05.2024	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 27.06.2024	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 30.06.2024	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	з 27.05.2024 до 09.06.2024	До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 16.02.2024 р.

Студент

_____ (підпис)

Керівник

(підпис)

_____ (прізвище, ініціали)

Е.В. Колісніченко

Реферат

Пояснювальна записка: 6 розділів, 42 с., 6 рисунків, 3 таблиці, 16 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка насосу для цукрового виробництва СКМ 120-55»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, теоретичне креслення спірального відводу.

Мета проекту – розробка насосу для цукрового виробництва на параметри: подача $100 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – 100 м, частота обертання – 2500 об/хв, густина рідини – $1100 \text{ кг}/\text{м}^3$.

В даній роботі було зроблено:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- представлений опис конструкції насоса;
- проведені гідравлічні розрахунки та розрахунки на міцність;
- розраховані підшипники;
- підібраний електродвигун.

У розділі охорони праці виконано аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві з цукрового виробництва

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, подача, напір, ККД, тиск.

Зміст

С.

Реферат.....	2
1 Обґрунтування вибору модельної проточної частини	5
2 Опис конструкції вибраного насоса	6
3 Гідравлічні розрахунки	8
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	8
3.2 Розрахунок ККД насоса.....	9
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил	10
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор	10
3.3.2 Радіальна сила	10
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію	12
4 Розрахунок вибору привода насоса	13
4.1 Вибір електродвигуна.....	13
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	14
5 Розрахунки на міцність	17
5.1 Конструювання вала	17
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	19
5.2.1 Вибір типу ущільнення	19
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	21
5.3 Розрахунок вала.....	21
5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	21
5.3.2 Наближений розрахунок вала	23
5.3.3 Перевірний розрахунок вала	24
5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	26
5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	26
5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою. ..	27
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	29

6 Розділ з охорони праці	31
6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві з цукрового виробництва.....	31
6.2 Техніка безпеки під час ремонтних робіт.	35
6.3 Обов'язки та дії працівників у разі пожежі.....	39
Список використаної літератури	41

1 Обґрунтування вибору модельної проточної частини

Головним із фактором при створенні нової проточної частини насоса є наявність модельних проточних частин, оскільки за їх відсутності необхідно було б створювати нову проточну частину шляхом складних розрахунків, випробовувати її, досліджувати на стенді, що пов'язано з великими фінансовими затратами і великим обсягом часу.

Щоб вибрати модельні проточні частини консольного насоса проводяться за допомогою коефіцієнта швидкохідності [3], який розраховується з заданих характеристик натурального насоса:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n_H \cdot \sqrt{Q_H}}{H_H^{(3/4)}}$$

де Q_H – подача натурального насоса, м³/с;

H_H – напір натурального насоса, м.

n_H – частота обертання вала натурального насоса, об/хв;

Для натурального насоса

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 2500 \cdot \sqrt{100 / 3600}}{100^{(3/4)}} = 49$$

Обираємо у якості модельного насосу насос з наступними параметрами $Q = 100$ м³/год, $H = 50$ м, $n = 1500$ об/хв.

2 Опис конструкції вибраного насоса

Модельний насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий. Використовується для перекачування цукрових сиропів. В проточній частині встановлено робоче колесо відкритого типу та одностороннім входом.

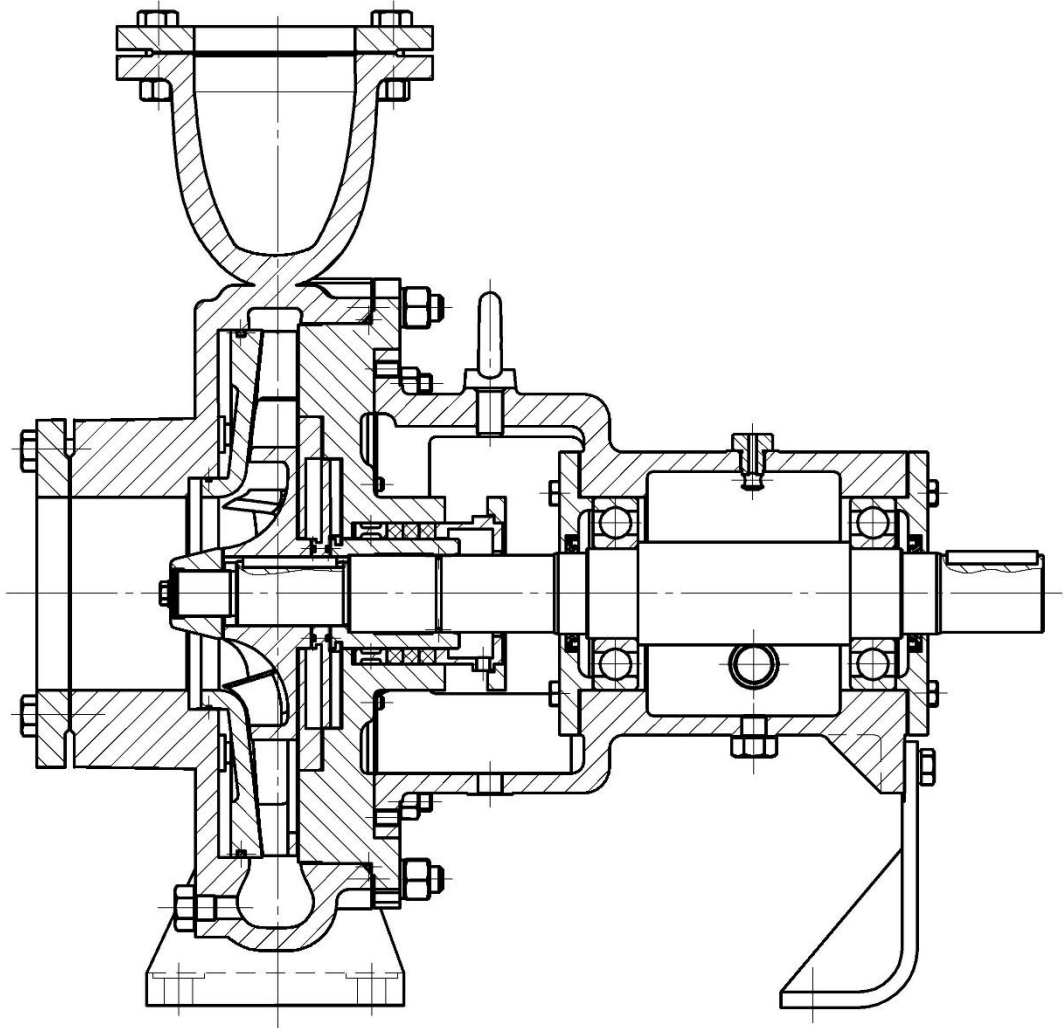


Рисунок 2.1 – Насос типу СКМ

Основна деталь насоса – спіральний корпус із радіальним напірним патрубком, виконаним за ISO 2858-75, він розташовується на опорних лапах.

До проточної частини належать: осьовий підвід, робоче колесо, спіральний відвід.

Робоче колесо разом із втулкою сальникового ущільнення фіксуються на валу гайкою-обтікачем.

Для ущільнення використовується ущільнення сальникового типу. Між сальниковою набивкою, яке представляє собою змащений бавовняний шнур, вставляється фонарне кільце. Через зовнішню трубку до нього підводиться вода під тиском, призначенням якої є охолодження сальникової набивки та змащення цього ущільнення. Сальникова набивка піджимається грундбуксою за допомогою гайок кришки сальника.

Нижня частина корпусу має отвори, закриті під час роботи насоса пробками. Призначення верхніх отворів – випуск повітря під час заливання рідини в насос. Призначення нижніх – зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед його довготривалою зупинкою або перед його розбіркою.

Знімний опорний кронштейн кріпиться до корпусу шпильками. Для підвищення жорсткості насоса у кронштейні передбачений стояк.

Вузол опорного кронштейна містить:

- корпус підшипників,
- вал,
- кришки підшипників,
- шарикопідшипники (однорядні радіальні),
- пробки для заливання та зливання рідкого мастила.

На обох опорах кронштейна встановлені шарикопідшипники середньої серії. Така схема містить мінімальну кількість деталей, є найбільш технологічною і менш трудомісткою у виготовленні та збиранні.

Для обслуговування вузла ущільнення валу насоса в корпусі підшипника у зоні фонаря передбачене технологічне вікно.

Для запобігання протікань змазки на вал насоса у кришках підшипників встановлюються манжети.

Насос та привідний електродвигун встановлені на спільній фундаментній плиті та з'єднуються між собою втулково-пальцевою муфтою з можливістю легкого і доступного від'єднання насоса та електродвигуна від основи, на якій вони встановлені.

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

Усі розрахунки даного розділу виконувалися за методикою [16].

Попереднє значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса для $n_s < 100$ визначаємо за формулою:

$$D_{2H} = 19.1 \frac{\sqrt{2gH_H}}{n_H},$$

$$D_{2H} = 19.1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 100}}{2500} = 0.339 \text{ м}$$

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається за виразом:

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

де Q_M - подача модельного насоса, м³/год;

H_M - напір модельного насоса, м.

Підставивши параметри модельного та натурального насосів, отримаємо:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{100}{100}\right)^2 \cdot \frac{50}{100}} = 0.85$$

Зовнішній діаметр натурального робочого колеса визначимо з теорії геометричної подібності:

$$D_{2H} = \lambda D_{2M}$$

де D_{2M} - зовнішній діаметр модельного робочого колеса (береться з креслення модельного насоса), м.

Підставивши значення D_{2M} , отримаємо

$$D_{2H} = 0.84 \cdot 0.408 = 0.343 \text{ м}$$

Отриманий зовнішній діаметр натурального робочого колеса округлюємо до значення, кратного 5.

Приймаємо $D_{2H} = 0.345 \text{ м}$

За отриманим розрахунковим значенням масштабного коефіцієнту можна перерахувати усі геометричні розміри проточної частини модельного насоса та розробити теоретичні креслення робочого колеса та спірального відводу.

3.2 Розрахунок ККД насоса

У насосі спостерігається 3 види втрат: гідравлічні, механічні, об'ємні. Існують також так звані втрати на дискове тертя, але вони відносяться до механічних, так як вони не роблять зниження напору, а збільшують споживану потужність насоса.

У напіввідкритих робочих колесах відсутній покривний диск, а також переднє ущільнення. У відкритих – ще також відсутня частина основного диску. Такі конструктивні рішення дуже сильно змінюють баланс енергії у порівнянні з закритим робочим колесом. Для таких об'ємних коліс втрати можна прийняти, якщо вони дорівнюють нулю. При відсутності покривного диску відбувається зниження дискових втрат, що не зменшує втрати повної енергії. Наявності зазору між лопатями робочого колеса і корпусом насоса, можуть призводити до додаткових гідравлічних втрат.

У відкритих робочих колесах основний вид втрат – гідравлічні втрати, де переважаючими є втрати вихрового обміну, що також виникають та мають складну залежність від параметрів частини насоса.

Повний ККД насоса з відкритим робочим колесом можна визначити за такою формулою [3]

$$\eta = \eta_{зрк} \cdot \eta_{во} \cdot \eta_{\partial m} \cdot \eta_i \cdot \eta'_{мах}$$

де $\eta_{зрк}$ - гідравлічний ККД закритого робочого колеса (приймаємо $\eta_{зрк} = 0.91$);

$\eta_{св}$ - гідравлічний ККД спірального відводу (приймаємо $\eta_{св} = 0.9$);

$\eta_{во}$ - ККД вихрового обміну (приймаємо $\eta_{во} = 0.7$);

$\eta_{\partial m}$ - ККД на дискове тертя (приймаємо $\eta_{\partial m} = 0.99$);

η_i - ККД імпелера (приймаємо $\eta_i = 0.965$);

$\eta'_{мах}$ - зовнішній механічний ККД (приймаємо $\eta'_{мах} = 0.96$);

Визначаємо повний ККД насоса

$$\eta = 0.91 \cdot 0.9 \cdot 0.7 \cdot 0.99 \cdot 0.965 \cdot 0.96 = 0.526$$

3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор

У насосі з відкритим робочим колесом осьова сила, що діє на ротор насоса є нікчемною і наближеною до нуля [3].

3.3.2 Радіальна сила

Виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку як на всмоктувальній, так і на напірній сторонах робочого колеса виникає радіальна сила.

Цю радіальну силу для насосів зі спіральним відводом визначають за формулою:

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{opt}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2$$

де b_2 – ширина робочого колеса на виході (визначається з модельного креслення), м

Q_{opt} – подача на оптимальному режимі;

$K_R \approx 0.36$ – експериментальний коефіцієнт, [3];

Радіальна сила буде мінімальною коли $Q = Q_{opt}$. При ($Q = 0$) вона набуває максимального значення. Тому розрахунки треба проводити для нульової подачі. І у зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за такою формулою:

$$R_{max} = K_R \gamma H D_2 b_2$$

Напрямок сили R залежить від швидкості та подачі насоса. У випадку $Q = Q_{opt}$ радіальна сила буде направлена вгору в сторону вузької частини спіралі, як це показано на рис. 3.1. І щоб зробити подальші розрахунки можна зробити припущення, що радіальна сила спрямовується вгору.

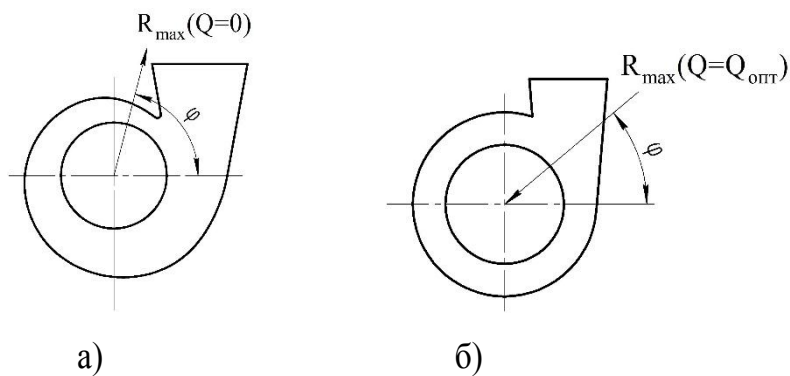


Рисунок 3.1 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

Згідно з вищезазначеним отримаємо:

$$R_{max} = K_R \gamma H D_2 b_2 = 0.36 \cdot 1100 \cdot 9.81 \cdot 100 \cdot 0.343 \cdot 0.017 = 2265 \text{ Н}$$

Радіальна сила негативно впливає на робочий процес насоса може призвести до виходу з ладу радіальних підшипників та ущільнень на роторі насоса.

3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

До гідродинамічних якостей робочих органів машини та властивостей рідини належить таке явище як кавітація. Кавітація може виникнути при падінні тиску до тиску насичених парів і це може супроводжуватися порушенням потоку в порожнинах насосу і насиченням рідини повітрям або газом, що міститься у рідині, що перекачується. Ще кавітація виникає при збільшенні швидкості рідини, що супроводжується збільшенням частоти обертання.

Насоси на кавітацію розраховують із визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$c = \frac{5.62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}$$

де Δh - кавітаційний запас, м.

Насоси мають добрі антикавітаційні показники при $c = 700 - 900$.

Приймаємо $\Delta h = 4$ м.

Тоді отримаємо:

$$c = \frac{5.62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} = \frac{5.62 \cdot 2500 \sqrt{100/3600}}{4^{3/4}} = 817$$

Отриманий кавітаційний коефіцієнт швидкохідності знаходиться в межах 700 – 900, тому даний насос має добрі антикавітаційні показники.

4 Розрахунок вибору привода насоса

Усі розрахунки даного розділу виконувалися за методикою [16].

4.1 Вибір електродвигуна

За такою формулою визначається потужність насоса:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \text{ Вт}$$

Підставивши в формулу для визначення потужності усі дані, отримаємо:

$$N = \frac{1100 \cdot 9.81 \cdot 100/3600 \cdot 100}{0.523} = 40313 \text{ Вт}$$

Для насоса електродвигун вибирають з урахуванням коефіцієнту запасу:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N$$

де $k = 1.1 - 1.3$ – коефіцієнт запасу (обираємо $k = 1.3$).

В підсумку отримаємо потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = 1.3 \cdot 40313 = 68129 \text{ Вт}$$

Після розрахунку потужності і розрахунку частоти обертання з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна – 4A225M2УЗ, $N_{\text{дв}} = 70000 \text{ Вт}$.

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після того, як вибрали електродвигун будуємо графік залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21M_{НОМ}$$

де $M_{НОМ}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{НОМ} = \frac{N}{\omega} = \frac{70000}{261.8} = 260.0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_A = 0.21 \cdot 260 = 54.6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору визначаємо при повному розгоні електродвигуна за такою формулою:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{max} = N_{\partial B} = 70000 \text{ Вт}$$

Тоді

$$M_{max} = \frac{55000}{261.8} = 211 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

У заданій точці В момент мінімального опору відповідає координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{НОМ} = 0.3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв}$$

де $n_{НОМ}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$M_B = 0.03 \cdot M_{max} = 0.03 \cdot 210 = 6.3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Даний коефіцієнт параболи розраховується при повній величині моменту розвороту двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} = \frac{210}{3000^2} = 2.3 \cdot 10^{-5}$$

За даним визначеним коефіцієнтом проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{max} :

$$M = kn^2$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок пускової моментної характеристики

n , об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M , Н·м	0	5,83	23,3	52,5	93,3	145,8	210

Графік пускового моменту будується так: будують залежність $M = f(n)$ (див. табл. 4.1), потім точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднують між собою відрізком, а в кінці отримані криві спрягаються плавною кривою.

Пускова моментна характеристика представлена на рис. 4.1.

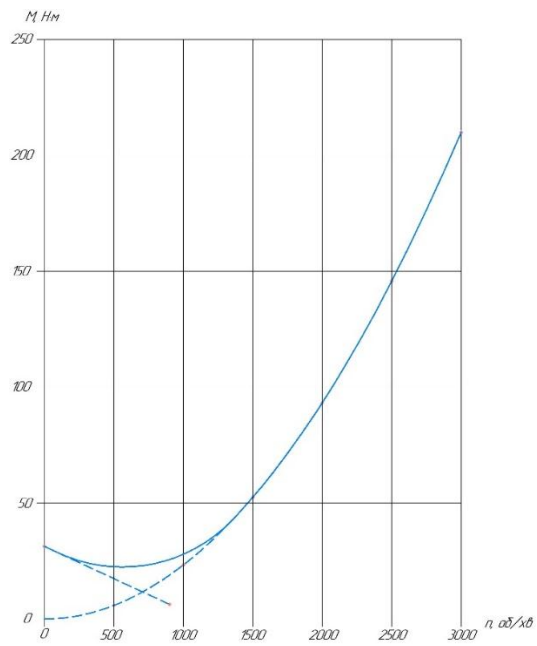


Рисунок 4.1 – Пускова моментна характеристика Насоса СКМ 120-55

5 Розрахунки на міцність

Усі розрахунки даного розділу виконувалися за методикою [16].

5.1 Конструювання вала

Перед тим як робити креслення вала потрібно зразу визначити його усі його розміри (див. рис. 5.1)

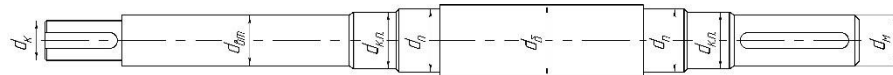


Рисунок 5.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Щоб зробити розрахунок на кручення береться діаметр під робочим колесом у (м) і виконується розрахунок за такою формулою:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де $[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 148.9 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 15}} = 37$$

Приймаємо $d_k = 45$ мм.

Визначаємо діаметр валу під захисну втулку, мм:

$$d_{вм} = d_k + 10 = 45 + 10 = 55 \text{ мм}$$

Визначаємо діаметр валу під напівмуфту, мм:

$$d_M = (0.8 \div 1.2)d_{\partial B}$$

де $d_{\partial B} = 58$ мм – вихідний кінець валу обраного двигуна.

Тоді отримаємо:

$$d_M = (0.8 \div 1.2)58 = 46.4 \div 69.6 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_M = 65$ мм

Діаметр валу під манжету розраховуємо за формулою:

$$d_{k.n.} = d_M + (5 \div 10) = 65 + (5 \div 10) = 70 \div 80 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{k.n.} = 75$ мм

Діаметр посадкової поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{k.n.} + 2 \cdot t$$

де $t = 3$ мм – висота бортика.

$$d_n \geq 75 + 2 \cdot 3 = 81 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_n = 85$ мм

Діаметр бортика для упору підшипника, мм:

$$d_{\zeta} \geq d_n + 3 \cdot r$$

r – координата фаски підшипника, що залежить від діаметра посадкового місця підшипника (див. табл. 5.1).

Таблиця 5.1 - Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

$$d_{\zeta} \geq 85 + 3 \cdot 3.5 = 95.5 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{\zeta} = 100 \text{ мм}$

5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

5.2.1 Вибір типу ущільнення

На рис. 5.2 показана конструкція насоса де на валу розміщене сальникове ущільнення.

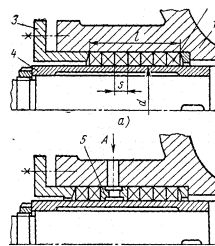


Рисунок 5.2 – Конструкція сальникового ущільнення

У насосах почали використовувати сальникове ущільнення завдяки простоті їх конструкції.

Сальники використовують в тих насосах, де тиски не перевищують допустиму норму. Для того щоб сальники швидко не зносилися через тертя поверхонь, їх потрібно змащувати. Затягувати набивне ущільнення потрібно так, щоб була забезпечена можливість протікання рідини у допустимій кількості (в межах 10 - 15 л/год). Сильне затягування ущільнення не допускається так як через нього буде згорати змазка і це призведе до пошкодження поверхні, на якій розташовується набивка.

Товщина кільця набивки сальника визначається за формулою:

$$S = \sqrt{d}$$

де d – діаметр валу в місці набивки сальника, мм:

$$d = d_{\text{вм}} + 10 = 55 + 10 = 65 \text{ мм}$$

Тоді

$$S = \sqrt{65} = 8.06 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення $S = 10$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4 - 6$).

Приймаємо $i = 3$, тоді отримаємо:

$$L = 3 \cdot 10 = 30 \text{ мм}$$

5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначаємо втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \left(e^{2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right)$$

де $r = \frac{d_{\text{вм}}}{2} + 0.5$ – радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

$$r = \frac{d_{\text{вм}}}{2} + 0.5 = \frac{85}{2} + 0.5 = 43 \text{ мм}$$

В результаті отримаємо:

$$N_c = 261.8 \cdot 3.14 \cdot 4.3^2 \cdot 1 \cdot 10 \cdot \frac{0.015}{0.5} \left(e^{2 \cdot 0.5 \frac{3}{1}} - 1 \right) = 89.56 \text{ Вт}$$

5.3 Розрахунок вала

Одним із важливих розрахунків для валів є забезпечення його міцності та зменшення його деформації в найбільш небезпечному місці. Визначення розмірів валу виконується в три етапи. На першому – визначаються реакції опор, що діють вал. На другому етапі робляться уточнення основних розмірів валу. На третьому етапі визначають запаси міцності та звіряють їх з допустимими довідниковими нормами.

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса можуть виникати деякі сила $R_1 = R$ (див. рис. 5,3), що беруть на себе підшипниками в насосі, і при таких результатах в опорах виникають деякі реакції (R_2, R_3).

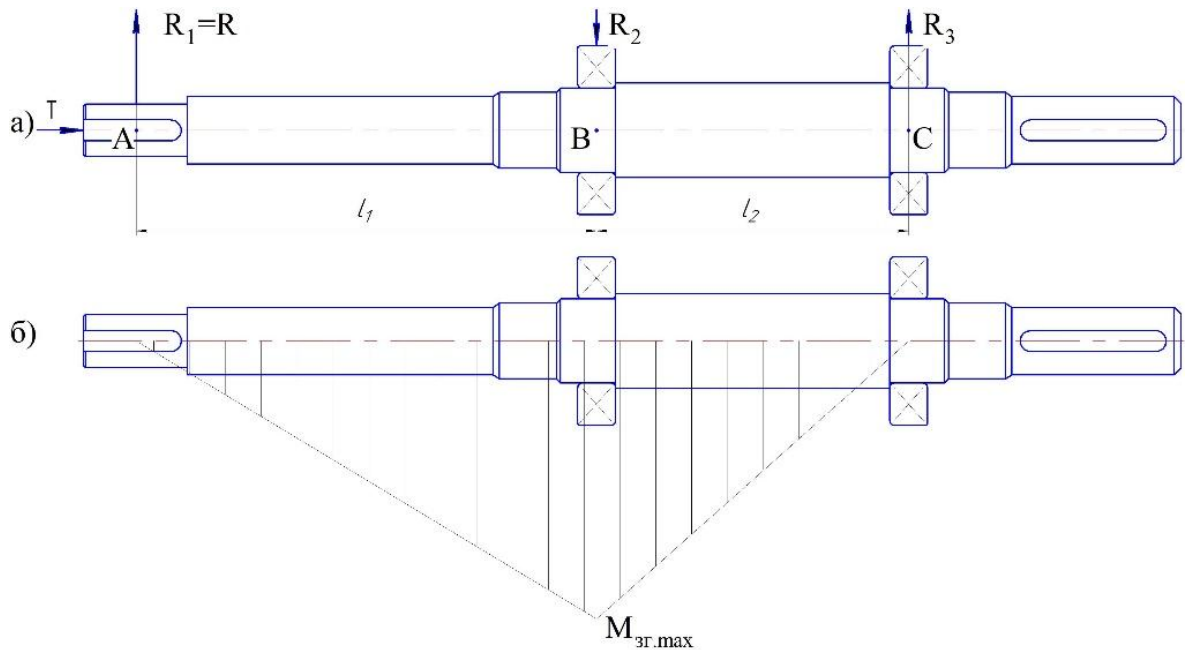


Рисунок 5.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З рівняння моментів знаходимо можна знайти реакції в опорах (т. В і т. С).

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\Sigma M_c = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2 = 0$$

Звідси знаходимо величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{2278(262 + 200)}{200} = 5262.18 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2$$

Звідси знаходимо величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{2278 \cdot 262}{200} = 2984.2 \text{ Н}$$

5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний згинальний момент в найбільш небезпечному перерізі:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0.75M_{мах}^2}$$

де $M_{зг.мах}$ - максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.3:

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1 = 2278 \cdot 0.262 = 596.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_E = \sqrt{597^2 + 0.75 \cdot 148.9^2} = 610.76 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі визначається за формулою:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot [\sigma]}}$$

Де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ – допустиме напруження

Тоді отримаємо діаметр вала:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{611}{0.1 \cdot 40}} = 63.5 \text{ мм}$$

Діаметр, що розраховується округлюємо в більшу сторону до значення, кратного 5.

Приймаємо $d_n = 70 \text{ мм}$

5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Проводимо перевірку на міцність:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_r}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_r^2}} \geq [s]$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s] = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_σ, s_r - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m$$

$$s_r = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a і σ_m, τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2.2, K_\tau = 1.41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\Psi_\sigma = 0.25 \div 0.3, \Psi_\tau = 0.1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B (70 \div 120) \text{ МПа}$$

де $\sigma_B = 850 \text{ МПа}$ – межа міцності матеріалу валу (у нас це Сталь 40Х).

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot 850 + 95 = 392.5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392 = 227.3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{597}{0.1 \cdot 70^3} = 0.017 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 148.9}{3.14 \cdot 70^3} = 0.00055 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d^3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{597}{0.2 \cdot 70^3} = 0.0043 \text{ МПа}$$

Визначаємо діаметр валу за таким коефіцієнтом $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ (див. табл.5.2).

Таблиця 5.2 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Приймаємо $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0.65$

Тоді

$$s_\sigma = \frac{392}{\frac{2.2}{0.65} \cdot 17 + 0.275 \cdot 0.55} = 6.80$$

$$s_{\tau} = \frac{227}{\frac{1.41}{0.65} \cdot 4.4 + 0.1 \cdot 4.4} = 22.735$$

$$s = \frac{6.79 \cdot 22.73}{\sqrt{6.79^2 + 22.73^2}} = 6.512 \geq [s] = 2.5$$

Т.я. $6.512 \geq 2.5$, значить умова міцності на валу виконується.

5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Розрахунки будемо виконувати для вала Сталь 40Х та шпонки Сталь 45.

Розміри шпонки вибираємо із довідників за діаметром валу: $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 63$, мм.

Напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3$$

де $t_1 = 3.3$ – глибина паза валу (вибирається за довідковою літературою), мм;

l_p - робоча довжина шпонки, мм;

$h = 8$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 40$ – діаметр валу, мм;

$M_{max} = 597$ підставляється в Н·м;

$$l_p = l - b = 63 - 12 = 51 \text{ мм}$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання визначається так:

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2}$$

де $\sigma_{0.2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot 343 = 192.08 \text{ МПа}$$

Під час розрахунку на зминання повинна виконуватися наступна умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 597}{40 \cdot 51 \cdot (8 - 3.3)} \cdot 10^3 = 0.125 \text{ МПа}$$

Т.я. $0,125 \text{ МПа} \leq 192,08 \text{ МПа}$, значить умова міцності виконується.

5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Розрахунок проводиться аналогічно, як і в попередньому випадку.

Розрахунки будемо виконувати для вала Сталь 40Х та шпонки Сталь 45.

Розміри шпонки вибираємо із довідників за діаметром валу: $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 70$,

мм.

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3$$

де $h = 11$ – висота шпонки, мм;

l_p – робоча довжина шпонки, мм;

$d = d_k = 40$ – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 597$ підставляється в Н·м;

$t_1 = 4.4$ – глибина паза на валу (за довідником), мм;

$$l_p = l - b = 70 - 18 = 52 \text{ мм}$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2}$$

де $\sigma_{0.2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки:

Визначаємо допустиме напруження:

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot 343 = 192.08 \text{ МПа}$$

Під час розрахунку на зминання повинна виконуватися наступна умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 597}{60 \cdot 52 \cdot (11 - 4.4)} \cdot 10^3 = 0.058 \text{ МПа}$$

Т.я. $0,058 \text{ МПа} \leq 192,08 \text{ МПа}$, значить умова міцності виконується.

5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим діаметром посадочної поверхні під підшипниками з довідникової літератури обираємо тип та марку підшипників: 314 ГОСТ 8338-75, динамічна навантаженість $C = 81700 \text{ Н}$, статична навантаженість $C_0 = 64500 \text{ Н}$.

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори (з рис. 5.1 це – т. В). Для того щоб почати розрахунок підшипника треба визначити його ресурс L_h , причому середній ресурс підшипника становить $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження можна визначити за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$$

де, $V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ - коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T - температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$,
 $K_T = 1.4$ при $t \approx 250^\circ\text{C}$;

$F_r = R, F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

X, Y - коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідника у залежності від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

Т.я. осьове навантаження дорівнює нулю, отримаємо:

$$F_r = 5262 \text{ Н}$$

$$X = 1$$

$$P = (1 \cdot 5262 \cdot 1 + 0) \cdot 1 \cdot 1 = 5262 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників визначається так:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

При цьому повинна виконуватися умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

Визначаємо ресурс:

$$L_{hp} = \left(\frac{81700}{5262}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} = 24952.97 \text{ год}$$

Т.я. $24952,97 \geq 20000$, значить умова довговічності підшипників виконується.

6 Розділ з охорони праці

6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві з цукрового виробництва.

Метою охорони праці є забезпечення здорових та безпечних умов праці. Завданням охорони праці є зведення до мінімуму вірогідності травмувань та виникнення професійних захворювань. Загрозою для безпеки праці на виробництві є небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Залежно від часу і інтенсивності впливу на працівника, виробничі фактори можуть бути небезпечними або шкідливими.

При миттєвій дії фактор стає небезпечним, а при тривалому впливі — шкідливим.

Небезпечним називають виробничий фактор, вплив якого на організм працюючого у відповідних умовах праці може призвести до травм або іншого раптового, різкого погіршення стану здоров'я.

Шкідливим називають виробничий фактор, вплив якого на організм працюючого може призводити в певних умовах до захворювання або зниження рівня працездатності.

Згідно з державним стандартом шкідливі і небезпечні фактори по природі їх впливу поділяються на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

Фізично небезпечні фактори

На виробництві просто неможливо уникнути впливу деяких фізичних факторів. Серед них особливе місце займають:

- Температура, висока вологість і випромінювання;
- Електромагнітні поля;
- Лазерне і ультразвукове випромінювання;
- Вібрація;
- Сильний шум;
- Освітлення, яке може бути як занадто інтенсивним, так і недостатнім, що однаково шкідливо для зору;
- Вплив пилу;
- Забруднене повітря;
- Працюючі частини обладнання.

Вплив холодного повітря на організм

В умовах низької температури повітря виникає небезпека переохолодження організму внаслідок посиленої тепловіддачі. Тривалі і навіть короточасні впливи холоду викликають різноманітні рефлекторні реакції загального та місцевого характеру. Вони впливають не тільки на місця, які зазнали охолодження безпосередньо, а й на віддалені ділянки тіла. Порушується робота м'язово-суглобового апарату і периферичної нервової системи. Тривале охолодження організму знижує опірність до інфекційних хвороб.

В той же час в міру прохолодне повітря затримує шкідливі речовини, зміцнює травлення, покращує всі внутрішні функції організму.

Вплив гарячого повітря на організм

Гаряче повітря збільшує потовиділення, послаблює травлення і викликає спрагу. При підвищенні температури відбувається збільшення активності системи терморегуляції, що виражається в посиленні процесів тепловіддачі. З часом це викликає підвищення температури тіла, почастищення пульсу, ослаблення серцево-судинної системи, зниження діяльності шлунково-кишкового тракту, тощо. При цьому спостерігається головний біль, погане самопочуття, зниження уваги і координації рухів, знижується працездатність. Так, працездатність при 24 градусах знижується на 15%, а при 28 – на 30%. Для того щоб перегрівання не настало, температура повітря повинна бути на 5-10 градусів нижча від температури тіла.

Висока вологість

Вологість повітря (буквально — це кількість водяної пари в повітрі) — природний фактор, що впливає на наше здоров'я та безліч різних процесів, від яких залежить добробут і комфорт.

Відносна вологість впливає на самопочуття та здоров'я людей. Якщо вона дуже низька, то сухе повітря витягує вологість з усього, з чим контактує, висушуючи все навколо. Занадто висока вологість також шкодить, бо є середовищем для розвитку небезпечних мікроорганізмів.

Отже, відносна вологість — це ключовий параметр впливу на якість повітря, яким ми дихаємо. Тому важливо підтримувати її збалансований рівень у будинках, де ми живемо та працюємо, щоб сприяти власному комфорту й доброму самопочуттю.

Електромагнітне поле

Електромагнітне поле (ЕМП) – особлива форма матерії, за допомогою якої здійснюється взаємодія між електрично зарядженими частинками. Воно складається з двох окремих полів – електричного та магнітного. Силкові лінії цих полів взаємно перпендикулярні. Через електромагнітне поле передаються всі види електромагнітного випромінювання – від низькочастотного (радіохвилі) до високочастотного (рентгенівське та гамма-випромінювання).

Електромагнітні поля особливо негативно впливають на організм людини, яка безпосередньо працює з джерелом випромінювання. В діапазоні промислових частот більше негативний вплив на біологічний об'єкт має електрична складова поля.

Найчутливішими до ЕМП є нейродинамічні процеси, які прямо чи побічно перемикають хронобіологічні процеси організму на патологічний або стресовий режим функціонування.

Лазерне і ультразвукове випромінювання

Ультразвук являє собою механічні коливання пружного середовища і відрізняються від звукових хвиль більш високою частотою, що перевищує верхній поріг чутності. Ультразвукові хвилі поширюються в будь-якому пружному середовищі (рідкому, твердому, газоподібному), краще в металах, воді, гірше в повітрі.

Ультразвук, так само як і інфразвук, орган слуху людини не сприймає, однак він може спричинити біль голови, загальну втому, розлади серцево-судинної та нервової систем. При клінічному обстеженні може бути виявлений астенічний синдром.

Лазерні випромінювання впливають на весь організм людини – шкіру, внутрішні органи, але особливо небезпечно для зору людини.

Вплив вібрації та її усунення

Вібрація входить в перелік шкідливих виробничих факторів. Її можна класифікувати по декількох категоріях:

- За способом передачі: загальна і локальна.
- По своєму напрямку: вертикальна і горизонтальна.
- По часу дії: тимчасова і постійна.

В результаті постійного впливу даного фактора починає страждати не тільки нервова система, а й опорно-рухова, і система аналізаторів. Робітники, які змушені працювати в таких умовах, часто скаржаться на головні болі, запаморочення, заколисування.

Шум і його вплив на людину

На підприємствах, де в цехах стоять верстати та інше обладнання, без шуму, як правило, не обходиться. Постійно працює техніка видає гучні звуки, які можуть змінювати свою інтенсивність. Зрештою, від таких умов знижується працездатність, з'являється втома, знижується увага, а це вже може призвести до нещасного випадку.

Освітлення

Освітлення відіграє важливу роль у нашому житті. За допомогою світла ми розпізнаємо колір, форму і яскравість оточуючих нас об'єктів. Але мало хто знає, що світло впливає ще й на невізуальні ефекти: на самопочуття, настрій, працездатність, пильність.

Неправильне освітлення або його нестача, викликає втому центральної нервової системи, негативно впливає на психіку людини. Достатня кількість світла ж навпаки, покращує настрій та підвищує працездатність людини.

Вплив пилу і аерозолів

Виробничий пил – тонкодисперсні тверді частинки, що перебувають у повітрі у зваженому стані. Пил – розповсюджений небезпечний та шкідливий виробничий фактор. З пилом стикаються робітники гірничодобувної промисловості, машинобудування, металургії, текстильної промисловості, сільського господарства.

За походженням пил поділяють на органічний (рослинний, тваринний, полімерний), неорганічний (мінеральний, металевий) і змішаний.

За характером дії пилу на організм, виділяють токсичну (марганцева, свинцева, миш'якова та ін.), дратівливу (вапняна, лужна та ін.), інфекційну (мікроорганізми, спори

тощо), алергічну (вовняна, синтетична та ін.), канцерогенну (сажа та ін.) і пневмоконіотичну, що викликає специфічний фіброз легеневої тканини.

Виробничий пил служить причиною розвитку різних захворювань:

1) захворювання шкіри і слизових оболонок (гнійничкові захворювання шкіри, дерматити, кон'юнктивіти і ін.);

2) неспецифічні захворювання органів дихання (риніти, фарингіти, пилові бронхіти, пневмонії);

3) алергічні захворювання (алергічні дерматити, екземи, астматичні бронхіти, бронхіальна астма);

4) професійні отруєння (від впливу токсичною пилом);

5) онкологічні захворювання (від впливу канцерогенного пилом, наприклад, сажі, азбесту);

6) пневмоконіози (від впливу фіброгенного пилом). Пневмоконіози займають перше місце серед профпатології у всьому світі.

Забруднене повітря

Найнебезпечнішим забруднювачем повітря для людини є тонкодисперсні тверді частинки. Ці частинки в 40 разів менші за товщину людської волосини і невидимі для ока людини. Вони легко потрапляють глибоко в легені, де викликають запалення, потім через кровотік вражають серце, мозок або інші органи. До числа безпосередніх наслідків впливу забруднення повітря на здоров'я відносяться подразнення очей, носа і горла, задишка, кашель і загострення існуючих раніше проблем зі здоров'ям.

Довгостроковий вплив забрудненого повітря може підвищити ризик:

- ішемічної хвороби серця та інсульту
- хронічної обструктивної хвороби легень, загострень астми,
- раку легень, верхніх відділів шлунково-кишкового тракту і дихальних шляхів,
- несприятливих наслідків вагітності (тобто низької народжуваності, передчасних пологів і зниженої ваги при народженні),
- недоліків нервового розвитку дітей та деяких поведінкових розладів (синдром дефіциту уваги та гіперактивності),
- діабету, катаракти.

Біологічні небезпечні фактори – це шкідливі бактерії, віруси і паразити. Такі небезпечні фактори часто пов'язані з сировиною, яку використовують безпосередньо для виготовлення харчових продуктів. Проте небезпека може виникнути під час проведення працівниками виробничого процесу або з зовнішнього середовища.

Хімічні небезпечні чинники – це речовини, які можуть утворюватися у харчових продуктах природним шляхом чи потрапити у продукцію ззовні в процесі переробки.

Хімічні небезпеки можна розділити на три групи, залежно від джерела походження.

1. Хімікати, що випадково потрапили в їжу:

а) сільськогосподарські хімікати: пестициди, гербіциди, регулятори росту тощо;

б) хімікати, що використовують підприємства: мийні та дезінфікуючі засоби, мастила тощо;

в) зараження із зовнішнього середовища: свинець, миш'як, кадмій, ртуть тощо.

2. Чинники ризику, що виникають природно, продукти рослинного, тваринного або мікробного метаболізму.

3. Хімікати, які додають в їжу навмисно, консерванти, кислоти, харчові добавки тощо. Чому небезпечні: викликають отруєння, захворювання, злоякісні пухлини, зокрема з летальним наслідком.

Джерелами виступають: вода, ґрунт, рослинна сировина, м'ясо, зернові, овочі, фрукти, полімерні матеріали, молоко, яйця, відходи тощо.

Щоб усунути вплив хімікатів на організм людини на підприємстві потрібно запровадити:

- вхідний контроль всієї сировини і матеріалів (супровідні документи, документи, що підтверджують якість і безпеку, зовнішній огляд, лабораторний контроль);
- контроль залишкового вмісту мийних і дезінфікуючих засобів на поверхні обладнання та інвентарю після закінчення санітарної обробки (при поганому споліскуванні залишки мийних і дезінфікуючих засобів потраплять до продукції при контакті з таким обладнанням та інвентарем);
- огляд устаткування перед початком роботи на наявність патьоків мастил (знижуємо ймовірність випадкового потрапляння мастил в продукцію);
- дотримання норм закладки харчових добавок, інгредієнтів (перевищення норм закладки може зробити продукт небезпечним);
- не допускати попадання вихлопних газів автомобілів в зону прийому сировини і відвантаження готової продукції (вихлопні гази – джерела хімічних небезпек);
- контроль за станом охолоджувальних установок (холодоагенти – джерела хімічних небезпек).

Психофізіологічні

До психофізіологічних факторів можна віднести тягар умов праці і його напруженість. Коли мова йде про важку працю, то мається на увазі:

- Велике навантаження на опорно-рухову, серцево-судинну, дихальну системи.
- Величина статичного навантаження.
- Число однакових рухів.
- Величина вантажів, які доводиться піднімати.
- Поза робітника під час виконання процесу.

Під напруженістю роботи мається на увазі навантаження на нервову систему, органи почуттів (більше аналізатори). Сюди можна віднести тривалу розумову роботу, монотонність виконуваних процесів, емоційні перевантаження. Все це шкідливі виробничі фактори, які, якщо розібратися, практично кожен з нас на своєму робочому місці відчуває в тій чи іншій мірі.

6.2 Техніка безпеки під час ремонтних робіт.

Захист працівників від небезпечних речовин

Незважаючи на всі заходи, спрямовані на нейтралізацію шкідливого впливу факторів, неможливо досягти ідеальних умов праці. Це не дозволяють зробити особливості

технологічних процесів, продукція та сировина для її виготовлення. Тому для керівників захист від шкідливих виробничих факторів — це першочергове завдання. Керуватися при цьому необхідно наступними пріоритетами:

- Усунути небезпечний фактор або знизити ризик його впливу.
- Використовувати безпечні методи роботи.
- Здійснювати боротьбу з небезпечним фактором і його джерелом.
- Ефективно використовувати засоби індивідуального захисту.

Часто буває так, що всі вжиті заходи не можуть забезпечити повністю безпечні умови праці, в цих випадках без застосування ЗІЗ просто не обійтися. Серед них можна виділити наступні категорії, які найбільш поширені у використанні:

- Від вібрації можуть бути: рукавиці, надолонники, рукавички. Так як такий захист може знижувати ефективність праці за незручності роботи, то треба передбачати додаткові перерви.
- Навушники від шуму. Але вони можуть знижувати здатність людини орієнтуватися в просторі, провокувати головні болі через здавлювання.
- Респіратори і протигази. Тривалий час працювати в них дуже складно і незручно, тому слід шукати альтернативні засоби захисту.

Можна зробити висновок про те, що засоби індивідуального захисту, з одного боку, зменшують вплив шкідливих факторів, а з іншого — можуть створювати іншу небезпеку для здоров'я працівника.

Заходи безпеки

Вони спрямовані, насамперед, на те, щоб шкідливі виробничі фактори не надавали свого небезпечного впливу на людину. З цією метою на будь-якому підприємстві в обов'язковому порядку повинен проводитись інструктаж з безпеки. Дата проведення, зміст фіксуються у спеціальному журналі за підписом усіх інструктируємих і того, хто провів цей інструктаж.

Вступний інструктаж. Його проводять в обов'язковому порядку з прийнятими на роботу особами.

Первинний. Здійснюється вже на своєму робочому місці, проводить його зазвичай майстер або керівник даного відділу або цеху.

- Повторний. Проводиться для всіх без винятку працівників через кожні півроку.
- Позаплановий. Його проводять, якщо:
- Змінилися правила.
- Змінився технологічний процес.
- Придбали нове обладнання.
- Були виявлені випадки порушення працівниками правил техніки безпеки.
- Після тривалих перерв у роботі.

Вимоги безпеки перед початком роботи

Отримати завдання від керівника робіт.

Привести до ладу спецодяг, застібнути або обв'язати рукава, заправити одяг таким чином, щоб кінці його не розвіювались.

Уважно оглянути робоче місце, прибрати все, що заважає роботі.

Впевнитись в тому, що робоче місце достатньо освітлене, а світло не буде засліплювати очі.

Робочий інструмент та деталі розташувати в зручному та безпечному для користування порядку.

Впевнитись в тому, що робочий інструмент, пристосування, обладнання та засоби індивідуального захисту справні і відповідають вимогам охорони праці.

Перед початком робіт електро- пневмоінструментом та на верстатах необхідно пройти інструктаж по безпечній роботі з ними.

Вимоги безпеки під час виконання роботи

Виконувати роботи необхідно згідно з технологічною картою на виконання тієї чи іншої роботи.

При роботі з переносною електродриллю, гайковертом, шліфувальною машиною дотримуватись інструкції по експлуатації електроінструмента. Працювати справним інструментом, надійно насаженим на рукоятки (зубилом, кувалдою).

При роботі пневматичним інструментом необхідно:

Працювати тільки справним інструментом. Клапани відрегулювати так, щоб вони легко відкривались, при припиненні натиску на правлячий держак швидко закривались і не пропускали повітря в закритому положенні.

Приєднувати шланги до інструмента і роз'єднувати їх з інструментом після виключення подачі повітря. Перед приєднанням до інструмента шланг старанно продути.

Працювати тільки в захисних окулярах.

Користуватись тільки абразивними кругами, одержаними в інструментальній коморі та спеціально призначеними для пневмомашинки.

Забороняється:

- спрямовувати струмінь повітря на себе або на людей, які працюють поруч;
- працювати пневмомашинкою за відсутності захисного кожуха над абразивним кругом та наявності уступів, вибоїн, тріщин та стукотіння абразивного круга;
- працювати бічною поверхнею абразивного круга;
- працювати пневматичним інструментом з приставних драбин.

Несправний інструмент здати в інструментальну комору. Ремонтувати його самому забороняється.

Забороняється здувати стисненим повітрям з верстата чи деталей металеву стружку. Для змитання стружки та пилу користуватись волосяною щіткою, перебувати при цьому в захисних окулярах.

При роботі на свердлильному верстаті необхідно:

- упорядкувати робочий одяг, надіти головний убір, який щільно облягає голову, і підібрати під нього волосся;

- перевірити наявність огороження рухомих частин верстата і справність електропускового пристрою;

- точно встановити і надійно закріпити свердло.
- закріпити деталі верстатними або ручними лещатами, упорами, кріпильними косинцями, болтами.

При роботі на свердлильному верстаті забороняється:

- працювати в рукавицях або з пов'язкою на пальцях рук.
- тримати деталь в руках і свердлити при перекосі закріпленої деталі.
- міняти свердло на ходу верстата.
- вимірювати деталь, змащувати верстат на ходу, гальмувати його, торкаючись рукою ременю, патрона, шківів чи втулки для свердла.
- гальмувати обертання шпинделя натиском руки на частини верстата чи деталі, що обертаються, а також перевіряти рукою вихід свердла.

При роботі на заточувальному верстаті необхідно надіти захисні окуляри, стояти завжди збоку абразивного круга, пуск верстата має бути заблокований із захисним екраном. Зазор між кругом та підручником повинен бути не більше 3 мм. Стежити за тим, щоб підручник був міцно закріплений, абразивний круг - обгороджений захисним кожухом. Правити круг зубилом забороняється.

При роботі з електроінструментом необхідно:

- користуватись діелектричними рукавицями та калошами.
- стежити за справністю ізоляції та електроінструменту, надійністю кріплення заземлюючого дроту і штепсельної вилки з заземлюючим контактом.
- при перервах у роботі виключати інструмент. Включати електроінструмент у мережу за відсутності спеціального штепсельного з'єднання забороняється.

Виконуючи роботу сумісно з декількома особами, узгоджувати свої дії з діями товаришів по роботі.

На розбирально-складальних роботах застосовувати справні знімачі, гайковерти і ключі. Відкручувати гайки за допомогою зубила і молотка забороняється.

Гайки, які важко відкручуються, змочити гасом, а потім відкрутити ключем.

Розбирання і складання агрегатів виконувати тільки на спеціальних стендах, оснащених пристроями для закріплення.

Перевіряти співвісність отворів при складанні вузлів необхідно виконувати за допомогою конусної оправки або бородка. Забороняється робити це пальцем.

Під час роботи зубилом або крейцмейселем слід одягнути захисні окуляри і стежити, щоб осколки, які відлітають, стружка не поранили слюсаря, який працює поруч і оточуючих. Для захисту людей на верстаку мають бути встановлені запобіжні сітки або щити висотою не менше 1 м.

Якщо ремонтні роботи проводяться поблизу електричних проводів і електроустановок, необхідно вимкнути подавання струму на час роботи.

Не перебувати під механізмами, які висять на тросі вантажопідйомного механізму.

Зливати мастила з агрегатів слід тільки у спеціальну тару. Випадково пролите на підлогу мастило слід негайно засипати тирсою або сухим піском і зібрати у спеціально відведене місце, підлогу витерти.

Забороняється зберігати на робочому місці легкозаймисті рідини та обтиральний промаслений матеріал.

Переносні ручні електричні світильники (далі світильники) повинні мати рефлектор,

захисну сітку, гачок для підвішування та шланговий провід з вилкою. Сітка повинна бути закріплена на рукоятці гвинтами або хомутами. Патрон повинен бути вбудований в корпус світильника так, щоб струмопровідні частини патрона і цоколя лампи були недоступні для дотику. Штепсельні вилки світильників напругою 12 і 42В не повинні підходити до розеток електричної мережі напругою 127 і 220В. Штепсельні розетки напругою 12 і 42В повинні візуально відрізнятися від розеток електричної мережі напругою 127 і 220В.

Для підключення світильників до електромережі необхідно застосувати гнучкий провід з мідними жилами площею перерізу від 0,75 до 1,5-2 мм з пластмасовою або гумовою ізоляцією в полівінілхлоридній або гумовій оболонці. Провід в місцях введення у світильник повинен бути захищений від стирання та перегинання. Провід світильників не повинен торкатися вогких, гарячих та масляних поверхонь.

Вимоги безпеки після закінчення роботи

Прибрати робоче місце. Інструмент і пристрої протерти і покласти їх у відведене для них місце.

Якщо агрегат, що ремонтується, залишається на спеціальних підставках, перевірити надійність їх встановлення. Не залишати його висіти на тросі вантажопідйомного механізму.

Зняти спецодяг, повісити його у спеціально призначене для нього місце.

Вимити руки і обличчя теплою водою з милом; при можливості прийняти душ. Забороняється мити руки в мастилі, бензині, гасі і витирати їх ганчір'ям, тирсою, стружкою.

Повідомити керівника робіт про всі недоліки, які були в процесі роботи.

6.3 Обов'язки та дії працівників у разі пожежі

У разі виявлення ознак пожежі працівник, який їх помітив, повинен :

- негайно повідомити про це Державну пожежну охорону (номер телефону для виклику пожежної охорони 101), вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також своє прізвище;

- повідомити про пожежу керівника (власника) ;

- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей, гасіння пожежі з використанням наявних вогнегасників та інших засобів пожежогасіння.

Керівник (власник) якому повідомлено про виникнення пожежі, повинен :

- перевірити, чи викликано Державну пожежну охорону;

- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі;

- у разі загрози життю людей негайно організувати їх рятування (евакуацію), вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації пожежі;

- перевірити, здійснення оповіщення людей про пожежу;

- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у гасінні пожежі;

- організувати зустріч підрозділів Державної охорони, надати їм допомогу у її локалізації та ліквідації.

Після прибуття на пожежу пожежних підрозділів повинен бути забезпечений безперешкодний доступ їх до місця, де виникла пожежа.

Список використаної літератури

1. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
2. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
3. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
4. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
5. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
6. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.
7. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.
8. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.
9. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.
10. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.
11. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
12. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.

13. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
14. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
15. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
16. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко, О. В. Ратушний. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 40 с.

Додатки

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітки	
Справ. №						<u>Документація</u>			
					131.01.BP.100.00 СК	Складальне креслення			
						<u>Складальні одиниці</u>			
				1	131.01.BP.110.00	Виїмна частина	1		
						<u>Деталі</u>			
				2	131.01.BP.100.01	Корпус	1		
				3	131.01.BP.100.02	Обтікач	1		
				4	131.01.BP.100.03	Гвинт регульовальний	4		
				5	131.01.BP.100.04	Грідка	1		
				6	131.01.BP.100.05	Прокладка	1		
		Повт. і дата						33h15/22H15	
						Пароніт ПМБ-1,0			
						ГОСТ 481-80			
Б4	7			131.01.BP.100.06	Табличка	1			
	8			131.01.BP.100.07	Фланець	1			
	9			131.01.BP.100.08	Фланець	1			
Б4	10			131.01.BP.100.09	Глушка $\phi 125h15$	1			
						Пароніт ПМБ-1,0			
						ГОСТ 481-80			
Б4	11			131.01.BP.100.10	Глушка $\phi 150h15$	1			
Повт. і дата						Пароніт ПМБ-1,0			
						ГОСТ 481-80			
Повт. і дата						131.01.BP.100.00			
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Насос	Літ.	Аркуш	Аркушів
	Разраб.		Тесленко					1	2
	Проб.		Колісніченко						
	Н.контр.		Колісніченко						
	Утв.					СумДУ ГМ-01-2			

Копировав

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітки
				<u>Стандартні вироби</u>		
		12		Болт М16х70.56 ГОСТ 7798-70	6	
		13		Болт М20х60.56 ГОСТ 7798-70	6	
		14		Гайка М16х1,5 ГОСТ 5915-70	4	
		15		Гайка М16.5 ГОСТ 5915-70	6	
		16		Гайка М20.5 ГОСТ 5915-70	12	
		17		Зпклепка 3х6,0 ГОСТ 10299-80	4	
		18		Кільце гумове 175-180-36 ГОСТ 9833-73	1	
		19		Кільце гумове 400-410-58 ГОСТ 9833-73	1	
		20		Кільце гумове 420-430-58 ГОСТ 9833-73	1	
		21		Шайба 16.65Г ГОСТ 6402-70	4	
		22		Шайба 20.65Г ГОСТ 6402-70	12	
		23		Шпилька М20х75.56 ГОСТ 22032-76	12	
Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відп.	Подп. і дата	131.01.BP.100.00 Арк 2	
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Копіював

Формат А4