

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 одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри: $Q=340\text{м}^3/\text{год}$, $H=85\text{м}$**

Здобувача групи ГМ-91/1 Нечипоренка Назара Олеговича

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

_____ Нечипоренко Назар Олегович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

Суми – 2023

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри М.І.Сотник

« » _____ 20 р.

ЗАВДАННЯ

на бакалаврську роботу

Нечипоренко Назар Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри: $Q=340\text{м}^3/\text{год}$, $H=85\text{м}$ »
затверджена наказом по університету від «01» березня 2023р. № 0179-VI
2. Термін здавання закінченої роботи 31.05.2023 р.
3. Вихідні дані до роботи:
параметри натурального насоса: $Q= 340 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 85 \text{ м}$;
параметри модельного насоса: $Q= 620 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 50 \text{ м}$; частота обертання ротора $n = 1500 \text{ об/хв}$.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса; опис конструкції вибраного насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу креслення вала (всього 4 листа ф. А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор.	Назва етапу дипломної роботи	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів	02.03 – 10.03.23	
2	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	11.03 – 15.03.23	
3	Опис конструкції вибраного насоса	16.03 – 25.03.23	
4	Гідравлічні розрахунки	26.03 – 27.04.23	
5	Механічні розрахунки	28.04 – 12.05.23	
6	Креслення робочого колеса	13.05 – 17.05.23	
7	Складальне креслення насоса	18.05 – 25.05.23	
8	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	26.05 – 31.05.23	

Дата видачі завдання 02.03.23

Студент _____
підпис

Керівник роботи _____
підпис

Панченко В.О.
прізвище, ініціали

Анотація

Пояснювальна записка: 71 с., 8 рисунків, 4 таблиці, 5 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри: $Q=340\text{м}^3/\text{год}$, $H=85\text{м}$ ».

Графічні матеріал: 4,5 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення робочого колеса, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення корпусу, робоче креслення валу.

Мета роботи – розроблення конструкції одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса згідно отриманого завдання;

- наведено опис конструкції одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки;

- виконано гідравлічні розрахунки одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки;

- виконано проектування робочого колеса та профілювання лопаті;

- виконано розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним напірним патрубком;

- підібрано привідний електродвигун;

- розраховано довговічність підшипників кочення;

- виконано розрахунки на міцність деталей насоса.

У економічному розділі розглянуто дослідження ринків потенційного збуту насосного обладнання.

У розділі з охорони праці розглянуто небезпечні зони устаткування і огорожувальні засоби захисту.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КОРПУС, ПАТРУБОК, УЩІЛЬНЕННЯ, ВІДВІД, МІЦНІСТЬ

Зміст

	С.
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	6
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	8
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ	10
3.1 Визначення коефіцієнта подібності	10
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	13
4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА.....	15
4.1 Визначення осьової сили	15
4.2 Визначення радіальної сили.....	18
5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ	19
6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	21
6.1 Вибір типу ущільнення.....	21
6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	22
7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	23
7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна.....	23
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	24
8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	28
8.1 Розрахунок реакцій в опорах	28
8.2 Розрахунок довговічності підшипників	30
8.3 Розрахунок валу на статичну міцність	32
8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом	34
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	37
10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	42
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	47

					131.04.ВР.000.00 ПЗ				
Изм.	№ докум.	Підпись	Дата						
Разраб.	Нечипоренко			Розробка одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри: Q=340м ³ /год, Н=85м Пояснювальна записка			Лит.	Лист	Листов
Провер.	Панченко						4	49	
Н. Контр.	Панченко			ГМ-91/1					
Утверд.									

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані для розрахунку насоса: подача $Q = 340 \text{ м}^3/\text{год}$, напор $H = 85 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступеневих насосів типу К [1].

Відповідно до цього вибираємо одноступеневий насос консольного типу з закритим робочим колесом, спіральним відводом, осьовим всмоктувальним патрубком та тангенціальним напірним патрубком.

Проектування та розрахунок насоса виконуємо з використанням теорії подібності гідромашин. Параметри модельного насоса: подача $Q = 620 \text{ м}^3/\text{год}$, напор $H = 50 \text{ м}$, частота обертання ротора насоса $n = 1500 \text{ об/хв}$.

Спочатку розрахуємо коефіцієнт швидкохідності модельного насоса [1]:

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

де n – частота обертання валу насоса, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для модельного насоса дорівнює 1. Тоді

$$n_{sm} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{620}}{60 \cdot 50^{3/4}} = 120.$$

Коефіцієнт швидкохідності натурального насоса:

- за частоти обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$:

$$n_{sn} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 85^{3/4}} = 60.$$

- за частоти обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$:

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$n_{ш} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 85^{3/4}} = 120.$$

Таким чином робимо висновок про правильність вибору модельного насоса за частоти обертання натурального насоса 3000 об/хв, оскільки коефіцієнти швидкохідності модельного насоса і натурального насоса у такому випадку співпадають. У такому випадку використання теорії подібності є обґрунтованим.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Проектований насос – відцентровий, консольний, горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини, спіральним литим відводом та тангенціально розміщеним напірним патрубком [1].

Базовою деталлю консольного відцентрового насоса є литий корпус, яким власне є спіральний відвід, напірний патрубок якого розміщений тангенціально та спрямований вертикально вгору.

Опорні лапи консольного відцентрового насоса розміщені в нижній частині литого корпусу.

Основними складальними одиницями консольного відцентрового насоса є литий корпус та виймальна частина.

Виймальна частина консольного відцентрового є самостійною складальною одиницею. Така конструктивна схема насоса дозволяє виконувати увесь комплекс ремонтних регламентних робіт, не відокремлюючи сам корпус консольного відцентрового насоса від усмоктувального і напірного трубопроводів.

До складу виймальної частини входять наступні деталі та складальні одиниці: кронштейн, корпус сальника, робоче колесо, вал, полумуфта насоса, ущільнення валу насоса та кріпильні вироби [2].

В ущільненні вала застосована м'яка сальникова набивка з одношаровим обплетенням сердечника АГИ за ДСТУ 5152.

Підтискання сальникової набивки ущільнення під час його експлуатації безпосередньо на місці здійснюється за допомогою спеціальної натискної втулки, яка складається з двох половин (верхньої та нижньої) та натискного фланця. Спеціальне захисне кільце запобігає видавлюванню сальникової набивки кінцевого ущільнення у порожнину розвантажувальної камери консольного відцентрового.

З метою створення умов нормальної роботи сальникового ущільнення консольного відцентрового обов'язково необхідно подати холодну технічно чисту воду, яка унеможливило підсмоктування повітря в порожнину насоса за тиску на

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вході у насос нижче від атмосферного. Крім того ця спеціально підведена вода охолоджує сальник (запобігає надмірному підвищенню температури сальникової набивки) та промиває його (виносить продукти зношування та тверді абразивні домішки, які можуть містити у перекачуваному середовищі). Місце підведення цієї води закрито.

Розвантаження ротора консольного відцентрового насоса від дії осьових гідравлічних сил забезпечено вибором щілинного ущільнення робочого колеса на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відведення рідини з розвантажувальної камери здійснюється через спеціальні отвори у робочому колесі насоса.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, які є опорами ротора, та які встановлені у литому кронштейні.

Напрямок обертання ротора консольного відцентрового насоса – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти. Передача крутного моменту від валу насоса до робочого колеса відбувається через призматичну шпонку. Лопаті робочого колеса під час свого обертання за рахунок силової взаємодії з перекачуваною рідиною передають їх енергію, яка перетворюється у гідравлічну енергію руху рідини та енергію тиску. Спіральний відвід збирає рідину та спрямовує її у напірний патрубок. У спіральному та осьовому дифузорах відводу відбувається перетворення частини кінетичної енергії руху рідини у потенційну енергію тиску [1, 2].

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

3.1 Визначення коефіцієнта подібності

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

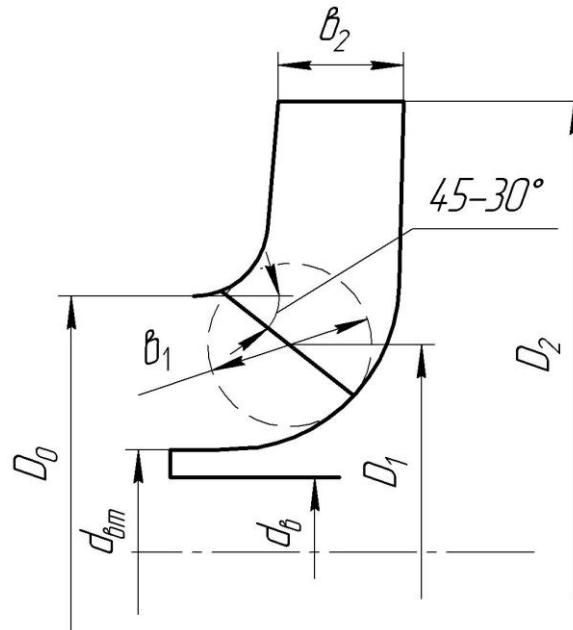


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається виходячи з характеристик натурального та модельного насосів [1]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}} = \sqrt[4]{\left(\frac{340}{620}\right)^2 \frac{50}{85}} = 0,648,$$

де Q_m - подача модельного насоса, м³/год;

H_m - напір модельного насоса, м.

Значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса визначається виходячи з теорії геометричної подібності:

$$D_{2n} = \lambda D_{2m},$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де $D_{2м}$ - зовнішній діаметр модельного робочого колеса (визначається з креслення модельного насоса), м

Тоді

$$D_{2н} = 0,648 \cdot 408 = 264,4 \text{ мм.}$$

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

Тоді

$$D_{2н} = 265 \text{ мм.}$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1пр} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

де $K_{ex} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Більші значення K_{ex} беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ($D_{1пр} < 70$ мм).

$$D_{1пр} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{340}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 134,2 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 121^{\frac{2}{3}}} = 0,973.$$

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (див. рис. 3).

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

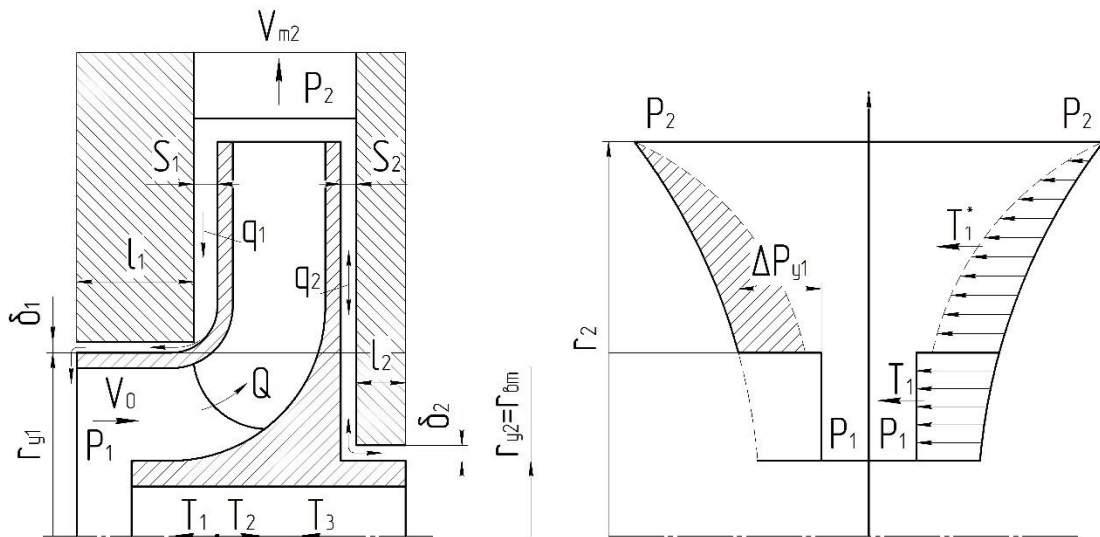


Рисунок 3.2 - Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{340}{0,973} = 349,4 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{lmp} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 134,2 - 0,172)^2} = 0,89.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 121^{-2}} = 0,947.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{ob} \eta_{\Gamma} \eta'_M \eta_M,$$

де η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо: $\eta_M = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,973 \cdot 0,89 \cdot 0,947 \cdot 0,99 = 0,812$$

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 85}{3600 \cdot 0,812} = 96986 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір визначають за формулою

$$H_m = \frac{H}{\eta_e} = \frac{340}{0,89} = 382 \text{ м.}$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою [1]

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}},$$

де $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа
(менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 96986 = 106685 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{106685 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 339,6 \text{ Н·м,}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{339,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 48,37 \text{ мм.}$$

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_e = 50 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_e = (1,2 - 1,25)50 = (60 - 62,5) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 65 \text{ мм.}$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

4.1 Визначення осьової сили

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку [1].

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 4.1).

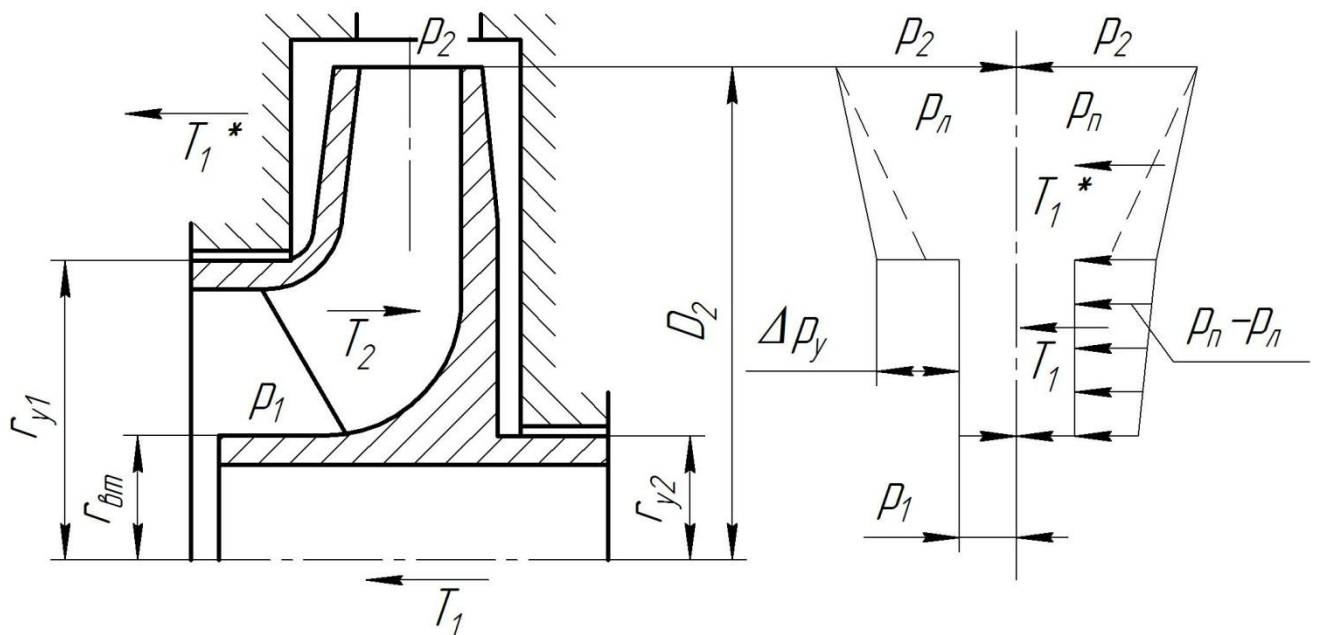


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі

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

При аварійному зношенні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (4.1)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0925 \text{ м}, \quad r_2 = 0,1325 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (4.2)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,265 \cdot 3000}{60} = 41,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,1325^2 - 0,0925^2) \cdot 9810 \frac{41,6^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,1325^2}{0,1325^2 - 0,0925^2} \cdot \ln \frac{0,1325^2}{0,0925^2} + \frac{0,1325^2 + 0,0925^2}{2 \cdot 0,1325^2} - 2 \right) = 891 \text{ Н}$$

По осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осевого напрямку руху на радіальне.

Сила T_2 дорівнює [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (4.3)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс,

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

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (4.4)$$

де S_0 – площа вхідного перізу колеса, м².

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (4.5)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,174$ м,

d_{BT} – діаметр втулки, $d_{BT} = 0,065$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,174^2 - 0,065^2)}{4} = 0,0205 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{340}{3600 \cdot 0,0205} = 4,61 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 340}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,61 = 435 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 * - T_2 \quad (4.6)$$

$$T = 891 - 435 = 456 \text{ Н}$$

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2 Визначення радіальної сили

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{opt}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 4). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору [1].

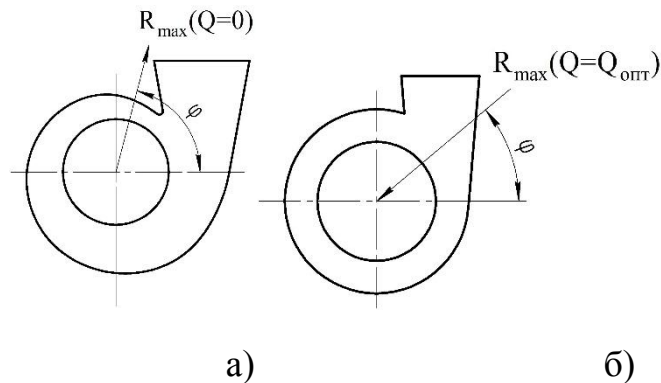


Рисунок 4.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

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

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (4.7)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,265$ м,

b_2 – ширина колеса на вході, що включає в себе і товщину його дисків,

$b_2 = 0,0393$ м.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 120$, $K_R = 0,275$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$R = 0,275 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 85 \cdot 0,265 \cdot 0,0393 = 2388$ Н.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини [1].

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (5.1)$$

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 за умови безударного входу на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

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

Швидкість $v_0 = 4,61$ м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (5.2)$$

де U_1 – кругова швидкість на вході в колесо,

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (5.3)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,174 = 0,1392 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,1392 \cdot 3000}{60} = 21,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіальна складова абсолютної швидкості v_{m1}

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (5.4)$$

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

При $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 4,61 = 5,76 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{21,9^2 + 5,76^2} = 22,64 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \frac{4,61^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{22,64^2}{2 \cdot 9,81} = 9,14 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (5.5)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 9,14^{3/4}} = 985.$$

Отримане значення кавітаційного коефіцієнту швидкохідного проєктованого відцентрового консольного насоса $C = 985$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

6.1 Вибір типу ущільнення

Для проектованої конструкції відцентрованого консольного насоса в якості кінцевого ущільнення валу приймаємо сальникове ущільнення (рис. 4.1) [1].

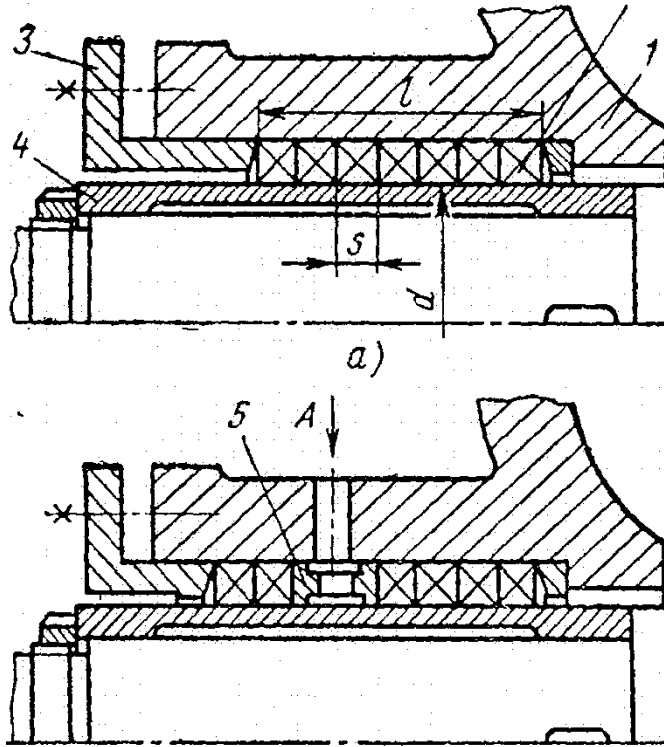


Рисунок 6.1 – Схема сальникового ущільнення

Для надійної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити гарантований підпір на вході в насос. Підпір, який вимірюється у всмоктувальному патрубку насоса, повинен бути не менше, ніж 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення відцентрового від надмірного зношування до вузла сальникового ущільнення подається запірні рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується холодна технічно чиста вода з температурою не вище, ніж 40°C. Витрата води, яка подається в сальнику, дорівнює 0,01 м³/год.

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Згідно [1] товщина кільця сальникової набивки

$$S = \sqrt{d}, \quad (4.1)$$

де d – діаметр валу насоса в місці набивки сальника, мм ($d = 70$ мм).

$$S = \sqrt{70} = 8,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 12$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

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

s – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

У відповідності із ДСТУ 5152 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 12х12.

6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af \frac{l}{s}}\right), \quad (6.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 47 \text{ мм})$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

n – частота обертання вала, об/хв,

σ_0 – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²,

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

f – коефіцієнт тертя ($f = 0,01 - 0,1$).

Контактне напруження у місці контакту сальникової набивки із захисною втулкою валу насоса

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (6.4)$$

де l – довжина пакета ($l = 48$ мм),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 12$ мм),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 5$ кг/см²).

$$\sigma_0 = 5 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{48}{12}} = 5,1 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 4,7^2 \cdot 1,2 \cdot 5,1 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{48}{12}}\right) = 2,37 \text{ кВт.}$$

7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна

Потужність насоса на номінальному режимі за прийнятої густини рідини перекачуваної насосом $\rho = 1000$ кг/м³ [1].

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

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 85}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,8} = 96,986 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,812$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

де $K = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт, враховує допустиме граничне відхилення напору.

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 96,986 = 106,68 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з наступними номінальними параметрами:

Потужність електричного двигуна – 110 кВт;

Напруга живлячої електродвигун мережі – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) ротора електричного двигуна – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання [1].

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 ($n_A = 0$):

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (6.3)$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.4)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{96986}{314} = 308,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 308,9 = 64,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (6.5)$$

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

$$N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} \quad (6.6)$$

$$N_{\text{дв}} = 110 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{110 \cdot 10^3}{314} = 350,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$n_B = 0,3n_{\text{НОМ}}, \quad (6.7)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{\text{max}}, \quad (6.8)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 350,3 = 10,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}, \quad (6.9)$$

$$k = \frac{350,3}{3000^2} = 38,92 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = kn^2. \quad (6.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 7.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 7.1 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані лінії спрягають плавною кривою.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 7.1 – Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	9,73	38,92	87,57	155,7	243,3	350,3

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика проєктованого насосного агрегату з консольним відцентровим насосом.

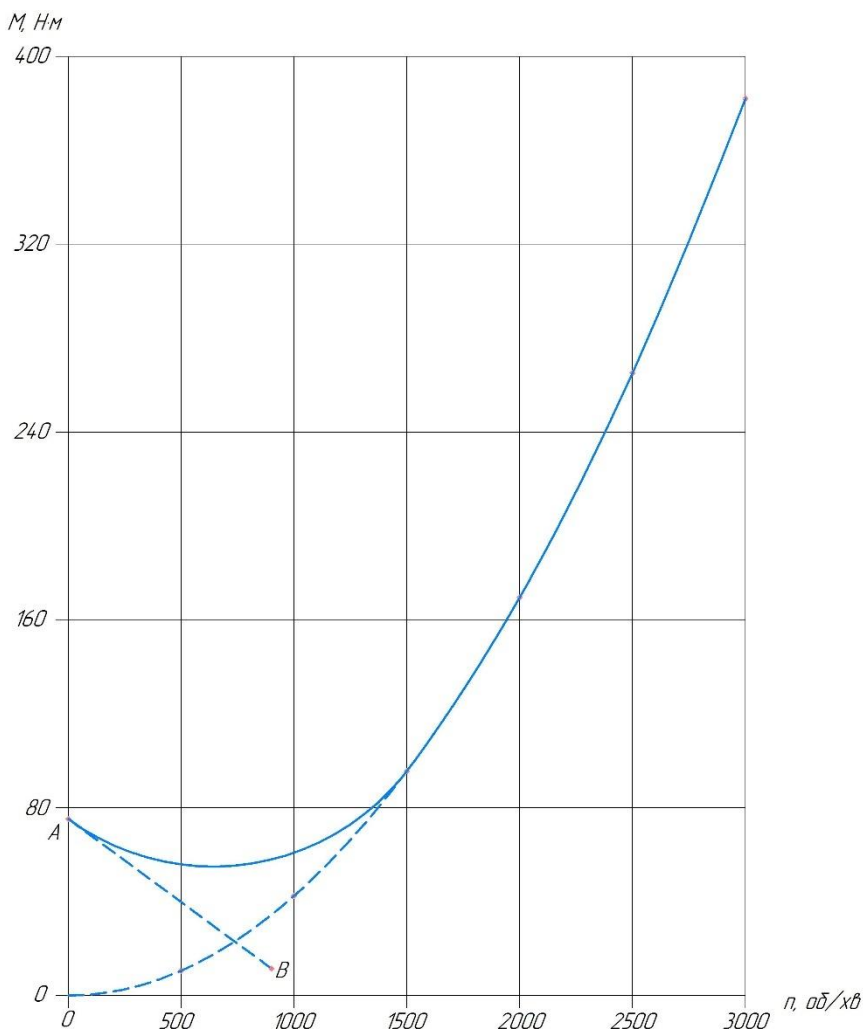


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика проєктованого насосного агрегату

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса наведена на рисунку 8.1 [1]

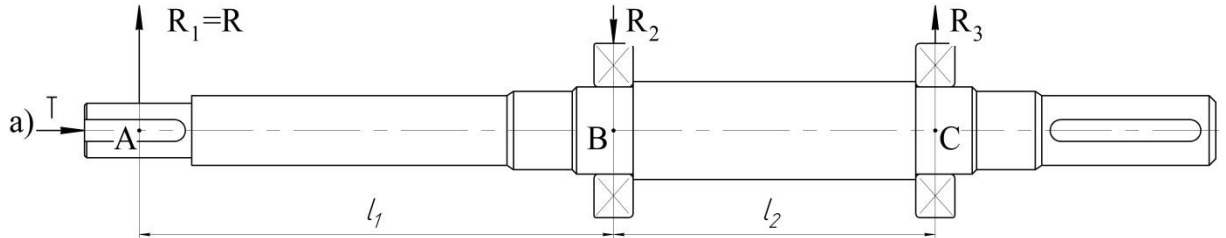


Рисунок 8.1 – Схема навантаження валу насоса

Навантаження P_1 визначають за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (8.1)$$

де G_K – вага робочого колеса, Н,

G_{1B} – вага валу на довжині l_1 , Н,

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 117,7 \text{ Н}, G_{1B} = 54,1 \text{ Н}, R = 2388 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 117,7 + \frac{1}{3} \cdot 54,1 + 2388 = 2524 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (8.2)$$

де G_{2B} – вага вала на ділянці l_2 , Н.

$$G_{2B} = 81 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 81 = 27 \text{ Н}.$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (8.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ – вага напівмуфтами, $G_{3\text{В}}$ – вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 61 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 28 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 61 + \frac{1}{3} \cdot 28 = 70 \text{ Н}.$$

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

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,195$ м, $l_2 = 0,185$ м, $l_3 = 0,110$ м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{2524 \cdot 0,195 - 70(0,185 + 0,110) - 27 \cdot 0,185 / 2}{0,185} = 2535 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (8.6)$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{27 \cdot 0,185/2 + 2524 \cdot (0,195 + 0,185) - 70 \cdot 0,110}{0,185} = 5156 \text{ Н.}$$

8.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 32314 ДСТУ 8328, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність [1].

Статична вантажопідйомність даного підшипника

$$C_0 = 102000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність даного підшипника

$$C = 161000 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (8.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (8.9)$$

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 5156 \text{ Н}; F_a = A = T = 307 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{307}{1 \cdot 5156} = 0,0595$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{307}{102000} = 0,003$$

При цьому $e = 0,12$.

Оскільки $F_a / V \cdot F_r < e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 5156 + 0 \cdot 307) \cdot 1 \cdot 1,2 = 6187 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{161000}{6187} \right)^3 = 98852 \text{ г.}$$

Таким чином, можна зробити висновок про те, що довговічність підшипника забезпечується.

8.3 Розрахунок валу на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах валу побудуємо епюру згинальних моментів.

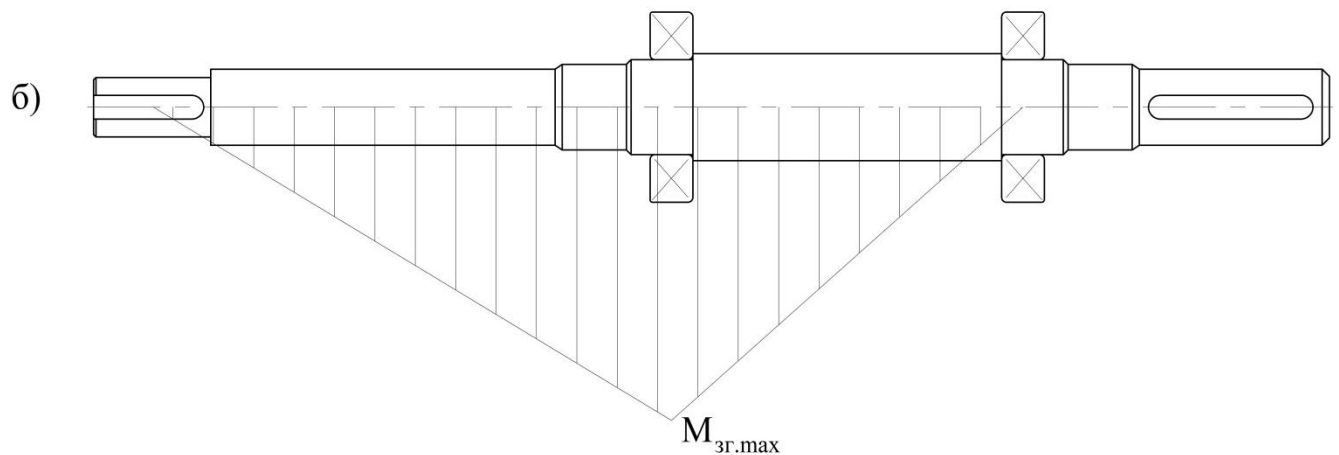


Рисунок 8.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_1 \quad (8.10)$$

$$P_1 = 2524 \text{ Н, } l_1 = 0,195 \text{ м,}$$

$$M_u = 2524 \cdot 0,195 = 492 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (8.11)$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де N – потужність насоса, $N = 96,986$ (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{96,986}{3000} = 309 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (8.12)$$

де $d = 70$ мм – діаметр валу насоса під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,07^3 = 34,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору кручення

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (8.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (8.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{660}{34,3 \cdot 10^{-6}} = 19,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,2 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (8.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{275}{68,6 \cdot 10^{-6}} = 4,01 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,01 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{\text{EKB}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (8.16)$$

$$\sigma_{\text{EKB}} = \sqrt{19,2^2 + 3 \cdot 4,01^2} = 20,4 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 780 \text{ МПа.}$

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{EKB}}} \quad (8.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{780}{20,4} = 38,2$$

Умова статичної міцності валу насоса виконується.

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780 \text{ МПа.}$

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 350 \text{ МПа.}$

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 440 \text{ МПа.}$

Крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 309 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання валу насоса з робочим колесом визначальними є напруження змінання

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2M_{\text{КР}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (8.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 48 - 12 = 36 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 309}{0,05 \cdot 0,036 \cdot (0,008 - 0,005)} = 114,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 114,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження змінання обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу межа текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (8.19)$$

Для матеріалу валу приймаємо Сталь 40Х

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа}$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Умови міцності шпонкового з'єднання робочого колеса з валом насоса на змінання виконується.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Небезпечні зони устаткування і огорожувальні засоби захисту

Небезпечною зоною промислового устаткування (обладнання) називають робочий простір у виробничому приміщенні, у якому є можливим негативний вплив на працівника (робітника) небезпечних та шкідливих виробничих факторів [15].

Небезпечні зони промислового обладнання зазвичай виникають у робочому просторі, де відбувається робочий рух виконавчих органів технологічного промислового обладнання (м'ясорубки, різальні, змішувальні та іншого призначення технологічні виробничі машини), поблизу відкритих або закритих ремінних передач, зубчастих та ланцюгових передач, під час експлуатації у виробничому приміщенні або поблизу нього різного типу та потужності підйомно-транспортних машин та автомобільного або іншого типу транспорту. Особливою може бути небезпека у тих випадках, коли є можливим захоплення виконавчими рухомими органами виконавчого механізму технологічного виробничого обладнання одягу або волосся робітника (працівника) [17].

Крім того слід зазначити, що наявність небезпечної зони промислового технологічного обладнання може бути також обумовлено наявністю небезпеки від ураження людини електричним струмом; негативним впливом високих або низьких температур, електромагнітного або іншого типу випромінювання, шуму та вібрації, ультразвуку, шкідливих парів, газу і пилу тощо [16].

Під час виконання робіт з проєктування та експлуатації відповідного технологічного промислового виробничого обладнання у обов'язковому порядку необхідно передбачити застосування спеціальних пристроїв, які забезпечують одну із двох можливостей [19]:

- виключення будь-якої можливості контакту людини (робітника, працівника) із небезпечною зоною технологічного промислового виробничого обладнання;
- зниження рівня небезпеки виникнення травматизму під час роботи працівників із цим технологічним обладнанням.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

До небезпечних зон промислового технологічного обладнання або устаткування належать зони, які розміщені у просторі поряд із неогородженими з тих чи інших причин перепадами по висоті (вертикалі), неізолюваними струмопровідними елементами промислового електричного обладнання та устаткування, машинами та їхніми рухомими виконавчими органами (елементами). Небезпечними зонами також зазвичай вважають ті місця, у яких відбувається вироблення (виготовлення) або ж тимчасове чи постійне зберігання небезпечних і шкідливих промислових речовин у концентрації, яка перевищує гранично припустимі норми, шкідливі випромінювання різного роду, а також місця (приміщення, будівлі та прилеглі території), у яких відбувається переміщення промислового вантажу. Також небезпечними є зони впливу шуму та вібрації, які перевищують граничні встановлені норми. Небезпечні зони на промислових підприємствах також можуть виникати унаслідок руйнування частин несучих або інших конструкцій приміщень та будівель різного призначення (як технологічних, так і нетехнологічних тобто безпосередньо не задіяних у виробничому процесі даного конкретного підприємства) [20].

Небезпечні та шкідливі промислові фактори можуть бути постійної дії, або ж виникати та зникати періодично за певною часовою залежністю (тобто бути прогнозованими) або ж виникати раптово та абсолютно не очікувано і не прогнозовано унаслідок руйнування промислового або іншого типу обладнання (елементів будівельних конструкцій) або унаслідок виникнення іншого типу та причини аварійних ситуацій [16].

Нестаціонарні (періодичні) небезпечні зони на промисловому або іншого типу підприємстві зазвичай, як свідчать накопичені статистичні дані, виникають унаслідок спільної або окремої дії значної кількості небезпечних виробничих факторів, прогнозування яких є достатньо складною задачею. Встановити та підтвердити дію та вплив кожного такого окремого фактору є можливим лише під час проведення ретельного та пильного дослідження усього комплексу обставин, за яких утворилася та чи інша небезпечна зона на конкретному виробничому підприємстві (організації, установі). Із метою визначення розмірів небезпечної

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

зони підприємства у просторі необхідно визначити її головні габаритні розміри на основі проведення відповідних аналізів (монографічного та топографічного) небезпечних, шкідливих та травматичних ситуацій у приміщеннях підприємства. Слід зазначити, що ступінь потенційної небезпеки та її показник навіть у встановлених межах лише однієї небезпечної зони у абсолютній більшості випадків не є постійною величиною із плином часу. Така ситуація складається унаслідок того, що зовнішні фактори, що безпосередньо впливають на вказану ступінь потенційної небезпеки, змінюються у часі із певною періодичністю (відомою чи невідомою) [18].

Засоби колективного захисту працівників на конкретному промисловому підприємстві у його виробничих приміщеннях залежно від їхнього призначення можна розділити на наступні категорії [20]:

- нормалізація (приведення параметрів у робочій зоні до встановлених нормативними документами значень) повітряного середовища у виробничих технологічних та іншого призначення приміщеннях та безпосередньо на робочих місцях;
- нормалізація робочого, аварійного та чергового освітлення виробничих приміщень та робочих місць на конкретному виробничому підприємстві;
- застосування різного типу, виду та способу дії засобів колективного захисту робітників (працівників, персоналу) від шкідливої та небезпечної дії іонізуючого випромінювання, інфрачервоного випромінювання, ультрафіолетового випромінювання, електромагнітних випромінювань, магнітних та електричних полів;
- захист від інших шкідливих та небезпечних факторів – механічного, хімічного, біологічного або будь-якого іншого типу, які можуть становити небезпеку для людини під час виконання технологічних операцій на промисловому або іншого типу підприємстві.

Засоби індивідуального захисту від шкідливого та небезпечного впливу різного роду факторів залежно від їхнього призначення розділяють на наступні категорії [17]:

- ізолюючі костюми для працівників виробничого або іншого типу підприємства;
- засоби захисту органів дихання людини (працівника, робітника);
- спеціальне захисне взуття;
- спеціальний захисний одяг;
- засоби захисту рук, голови, обличчя, органів зору, органів слуху;
- спеціальні засоби захисту від падіння робітника (працівника) з висоти;
- засоби захисту шкіри (дерматологічні засоби).

Абсолютно увесь спектр засобів колективного захисту робітників (працівників) промислового виробничого машинобудівного підприємства за принципом їхньої дії можна розділити на наступні категорії [19]:

- огорожувальні засоби;
- блокувальні засоби;
- сигнальні засоби;
- системи дистанційного (віддаленого) керування машинами, механізмами та іншим обладнанням чи устаткуванням промислового машинобудівного підприємства;
- інші спеціальні засоби.

Кожна з цих категорій розділяється відповідно на певну кількість видів та підвидів. Проте усі вони мають загальні вимоги. До таких загальних вимог належать наступні [15]:

- створення на території підприємства (у будівлях, приміщеннях та на прилеглий території) сприятливих для нормальної життєдіяльності організму людини (робітника, працівника) співвідношень із навколишнім середовищем та забезпечення стабільного рівня оптимальних умов для проведення трудової діяльності робітників на даному конкретному виробничому промисловому підприємстві;
- високий ступінь захисної ефективності обраного засобу колективного захисту;

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

– урахування усіх індивідуальних особливостей наявного на даному конкретному виробничому промисловому підприємстві обладнання, устаткування, інструменту, пристосувань та виконуваних технологічних процесів;

– надійність, міцність та зручність обслуговування наявних на підприємстві машин, механізмів, обладнання та устаткування (ергономічні вимоги);

– урахування технічної та технологічної естетики обладнання та устаткування;

– інші вимоги, призначені на покращання ситуації з безпеки професійної діяльності на даному конкретному промисловому виробничому машинобудівному підприємстві.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Дослідження ринку збуту за даним видом обладнання

Дослідження ринків потенційного збуту насосного або іншого виду машинобудівного обладнання та устаткування (насосів, насосних агрегатів, запчастин тощо) – це ключовий процес у проведенні маркетингової політики будь-якого машинобудівного виробничого підприємства, яке прагне досягти успішного зростання своєї діяльності. Таке дослідження обов'язково враховує неспинний рух попиту та пропозиції різних товарів. Досвід діяльності у машинобудівній галузі, власне як і у будь-якій іншій також, свідчить про необхідність урахування зміни запитів від потенційних споживачів продукції, націлених на закупівлю більш актуального, більш економічного, більш ефективного, більш екологічного товару. І такі вимоги з кожним днем зростають. Крім того постійно виникають й інші вимоги, до задоволення яких виробник може виявитися абсолютно неготовим. Не можна забувати також і регіональний аспект, який у свою чергу залежить від значної кількості цілої низки різноманітних факторів (як об'єктивних, так і суб'єктивних). Досвід свідчить, що загальні тенденції щодо попиту на один і той самий товар можуть суттєво відрізнятися на різних ринках навіть у межах однієї країни. Що вже й говорити про діяльність на міжнародному ринку, де потрібно виходити на різні країни.

На самому початку аналізу потенційного ринку збуту будь-якої, зокрема й машинобудівної продукції, необхідно чітко та недвозначно визначити цільову аудиторію для конкретної групи промислових товарів. Зазвичай навіть у рамках одного регіону можна знайти не один а декілька шляхів збуту промислової продукції. Кожен з таких каналів потребує застосування свого власного набору маркетингових інструментів та методик просування товару для отримання бажаного позитивного результату. Саме тому для вже обраної цільової групи споживачів товару машинобудівного підприємства необхідно провести відповідний аналіз та встановити потенціал купівельної спроможності кожного окремого індивіду цієї групи та усієї групи в цілому. Наступним етапом стане визначення кількісного обсягу товару машинобудівного підприємства, який дана

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

цільова група потенційно може придбати у визначений проміжок часу завдяки впровадженню і реалізації виграшної маркетингової політики. Фахівці у галузі маркетингу рекомендують починати аналіз із виділення найбільш великих груп потенційних споживачів. Першою ж задачею має бути визначення ступеня інформованості представників обраної групи щодо самого пропонованого товару та його якостей, а також їхньої суб'єктивної оцінки цього товару.

Аналіз потенційного ринку збуту товару машинобудівного підприємства має на своїй меті розділення майбутніх покупців на наступні категорії:

– спляча група – категорія потенційних покупців, які взагалі нічого не знають про даний конкретний товар, та відповідно не мають ніякого суб'єктивного ставлення до нього;

– група, що чекає – категорія потенційних покупців, які мають інформацію щодо даного конкретного товару, проте не є мотивованим на його купівлю з тих чи інших причин;

– потенційна група – категорія покупців, які є активними на ринку підприємств-конкурентів;

– робоча група – категорія потенційних покупців, які націлені на купівлю саме того товару, який буде просуватися на даному ринку у даному сегменті.

Беручи за основу дані, отримані від аналізу потенційного ринку збуту товару машинобудівного підприємства, можна будувати виграшну стратегію виходу підприємства на даний конкретний ринок із даним конкретним товаром з урахуванням подальших можливих заходів щодо стимулювання купівельної здатності потенційних покупців та залучення до них представників з інших попередньо незадіяних у товарних відносинах категорій.

Аналіз ринку потенційного збуту товарів машинобудівного підприємства становить значний інтерес як для самого виробника даного конкретного виду машинобудівної продукції, так і для компаній, що займаються його розповсюдженням та перепродажем у своєму власному сегменті загального ринку збуту цього товару. Досить поширеною є практика, коли виробниче машинобудівне підприємство не займається безпосередньо збутом власної

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

продукції. Натомість воно передає цей вид діяльності своїм діловим партнерам, або ж створює окрему незалежну структуру, головною метою якої й є саме поширення виробленої машинобудівної продукції на ринку. При цьому слід зазначити, що урахування інтересів виробництва та збуту призводить до виникнення конфліктних ситуацій, оскільки вони можуть прямо протирічити одне одному. Наприклад, для виробництва найбільш зручними та привабливими є випуск найменшої за номенклатурою кількості продукції проте у великих партіях (бажано масово) із постійною і прогнозованою продуктивністю, тобто максимальна стабільність виробничого технологічного циклу. Для збуту, у свою чергу, з метою зацікавлення потенційних покупців необхідно забезпечувати можливість задоволення побажань кожного окремого покупця з усіма його об'єктивним та суб'єктивними вимогами, що призводить до розширення номенклатури товару, зменшення обсягів кожної окремо узятої партії, необхідності закупівлі додаткового обладнання, устаткування, витратних матеріалів тощо.

Аналіз збуту товару через посередників

Зазвичай посередники, що цілком очевидно та об'єктивно зумовлено, мають на меті закупівлю великої за обсягом партії однотипного товару та продажу її на певному визначеному географічному ринку. Саме така стратегія дозволяє їм зменшити витрати та збільшити відповідно прибуток своєї діяльності. На відміну від дистриб'юторів посередники не є залежними від виробника промислової машинобудівної продукції. Вони на зобов'язані підтримувати стратегію, яку обрало підприємство-виробник, оскільки їхня діяльність має на меті дотримання лише своїх власних фінансових та інших інтересів. Усіх посередників продажу промислової машинобудівної продукції можна розділити на дві категорії:

– перша категорія – посередники купують партію конкретного товару за його повну вартість (100%). При цьому такі посередники самостійно займаються його збутом на ринку, аналіз якого є їхньою власною справою. Усі ризики у такому випадку припадають на самого посередника. Проте усі можливі виграші у

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вигляді прибутку також належать лише самому посереднику. Тобто працює формула «більше ризику – більше грошей»;

– друга категорія – посередник є агентом (позаштатним працівником) відділу збуту самого підприємства-виробника машинобудівної продукції. При цьому такий посередник веде свою діяльність з урахуванням маркетингових та інших інтересів виробника та з використанням грошових або інших його ресурсів. Така стратегія зменшує можливий прибуток, проте зменшує й ризики, які у даному випадку посередник розділяє із виробником машинобудівної продукції. Тобто працює формула «менше ризику – менше грошей».

Системний аналіз потенційного ринку збуту передбачає окреме вивчення кожної із наведених категорій можливих посередників.

Аналіз прямого збуту товару

Прямий збут власного товару, виробленого на машинобудівному підприємстві, можна реалізувати декількома шляхами:

- збут власного товару через мережу власних фірмових магазинів;
- збут власного товару за допомогою власного відділу збуту;
- збут власного товару через окрему структуру у вигляді фірми зі збуту.

Під час проведення аналізу прямого збуту необхідно розглянути дві основні його складові, які можуть бути реалізовані окремо:

- оптові покупці машинобудівної продукції;
- роздрібні покупці машинобудівної продукції.

Крім того не варто забувати й про інші дещо специфічні категорії, які зазвичай можна позиціонувати як оптових клієнтів фірми.

Аналіз дистриб'юторів збуту товару

Аналіз діяльності регіональних підрозділів підприємства зі збуту власної продукції має на меті визначення найбільш ефективного поширення продуктової лінійки з урахуванням регіональних та інших аспектів. Цілком очевидно, що кожен окремий регіон зазвичай спеціалізується на збуті окремого визначеного товару (або типу товару), який у кінцевому рахунку визначають суб'єктивні (бажання) або ж об'єктивні (платоспроможність, технологічні можливості тощо)

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вимоги потенційного споживача. При цьому дистриб'ютори так само як і посередники є достатньо широко незалежними щодо вибору товару (групи товарів) та аналізу свого власного ринку (сегменту ринку). Проте на них діє певне обмеження у веденні їхньої діяльності – необхідність підтримувати виробничу та маркетингову політику даного конкретного машинобудівного підприємства. Натомість від цього підприємства вони отримують більш високий рівень лояльності, що дозволяє їм бути достатньо успішними конкурентами з іншими гравцями на даному конкретному ринку (сегменту ринку).

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. 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.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
9. 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.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.

13. 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.

14. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.

15. 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.

16. 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.

17. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.

18. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.

19. 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.

20. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.

21. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. І. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

23. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

24. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.

25. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 р.

26. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.

27. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		