

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»

**на тему «Розрахунок поршневого холодильного компресора середньої
холодопродуктивності»**

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Партем Ігор Петрович
(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень
без коректного на них посилання*

Керівник роботи _____
(підпис)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

Мерзляков Ю. С.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

к.т.н., ст.викладач

(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	3
1. Опис проектованого компресора.....	4
2. Термодинамічний розрахунок холодильного компресора.....	5
2.1. Розрахунок робочого режиму.....	5
2.2. Розрахунок стандартного режиму.....	8
3. Визначення геометричних розмірів.....	10
4. Газодинамічний розрахунок компресорної машини.....	11
4.1. Розрахунок смугового клапана.....	11
4.2. Розрахунок нагнітального патрубку.....	13
4.3. Розрахунок всмоктуючого патрубку.....	13
5. Вибір електродвигуна.....	14
6. Динамічний розрахунок.....	15
7. Розрахунки на міцність.....	18
7.1. Перевірочний розрахунок днища поршня.....	18
7.2. Перевірочний розрахунок поршневого пальця.....	19
7.3. Розрахунки на міцність шатунних гвинтів.....	20
8. Розрахунок противаг.....	21
9. Перевірочний розрахунок підшипників.....	22
10. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	24
Список використаних джерел.....	29

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.		Партем			Розрахунок поршневого холодильного компресора середньої холодопродуктивності	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Мерзляков					2	29
Н. контр.		Мерзляков				СумДУ, гр. ХКдн-84др		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

Технічне завдання

Розробити та спроектувати поршневий холодильний непрямотоковий компресор за такими технічними даними:

- холодопродуктивність: 35 кВт ;
- холодоагент: R134a

Вихідні дані

Холодопродуктивність: $Q_0 = 35 \text{ кВт}$

Холодильний агент: R134a

Охолодження циліндрів: парами холодильного агента

Виконання компресора: безсальниковий

Температура холодоносія на виході з випарника: $t_{x2} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура води на вході в конденсатор: $t_{e1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1. Опис проектованого компресора

Проектований компресор – холодильний, поршневий, одноступінчастий, непрямочний, двоциліндровий, вертикальний, з блок-картерним виконанням, простої дії, безкрейцкопфний, з вбудованим електродвигуном, безсальниковий, з вільно-примусовою системою мастила (змащення від насоса та розбризкуванням) режимом роботи, фреоновий, середньої холодопродуктивності.

Змащення механізму руху здійснюється як за допомогою розбризкування, так і за допомогою шестерного мастилонасоса.

Норма витрати мастила для циліндрів складає $0,002 \text{ г/м}^2$. Застосовуються оливи типу ХФ-22-18.

У компресорі застосовуються тронкові алюмінієві поршні, клапани на всмоктуванні та нагнітанні прийняті згідно з розрахунками.

Охолодження циліндрів – парами холодильного агента. Пара через всмоктуючий патрубок проходить через електродвигун, охолоджуючи його, гільзу і потім йде на всмоктування. Місце посадки ущільнене спеціальними паранітовими прокладками.

Ротор електродвигуна виконує роль маховика. Маховик, у свою чергу, є акумулятором енергії поршневого компресора, що дозволяє подолати інерцію механізму руху в мертвих точках.

Мастилонасос шестерний вбудованого типу. Мастило після мастилонасоса подається на змазування через свердління у валу та шатуні. При цьому перед попаданням в мастилонасос воно проходить фільтр грубої очистки.

Підшипникові опори – кулькові дворядні.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2. Термодинамічний розрахунок холодильного компресора

2.1. Розрахунок робочого режиму

Приймаємо охолодження х/а $\Delta t_x = t_{x1} - t_{x2} = 2^\circ\text{C}$.

Звідси отримаємо температуру фреону на вході у випарник

$$t_{x1} = \Delta t_x + t_{x2} = 2 + 0 = +2^\circ\text{C}.$$

Температуру кипіння у випарнику t_0 можна знайти з виразу

$$t_0 = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} - 7^\circ\text{C} = \frac{2 + 0}{2} - 5 = -4^\circ\text{C}.$$

Приймаємо нагрівання води $\Delta t_g = t_{g2} - t_{g1} = 5^\circ\text{C}$. Звідси отримаємо температуру води на виході з конденсатора

$$t_{g2} = \Delta t_g + t_{g1} = 5 + 30 = 35^\circ\text{C}.$$

Температуру конденсації t_k прийmemo рівною

$$t_k = t_{g2} + 5^\circ\text{C} = 35 + 5 = 40^\circ\text{C}.$$

Для фреонових компресорів температура на всмоктуванні $t_1 = t_{ec} = t_0 + 24^\circ\text{C} = -4 + 24 = 20^\circ\text{C}$. Температура переохолодження для фреонових компресорів визначається рівнянням теплового балансу регенеративного теплообмінника

$$i_3 - i_3 = 0,8 \cdot (i_1 - i_{1'}) \Rightarrow i_3 = i_3' - 0,8 \cdot (i_1 - i_{1'})$$

$$i_3 = i_3' - 0,8 \cdot (i_1 - i_{1'}) = 248 - 0,8 \cdot (422 - 403) = 233$$

Маючи температуру t_0, t_k, t_{ec}, t_n будемо цикл холодильної машини для робочого режиму у i, p -діаграмі.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

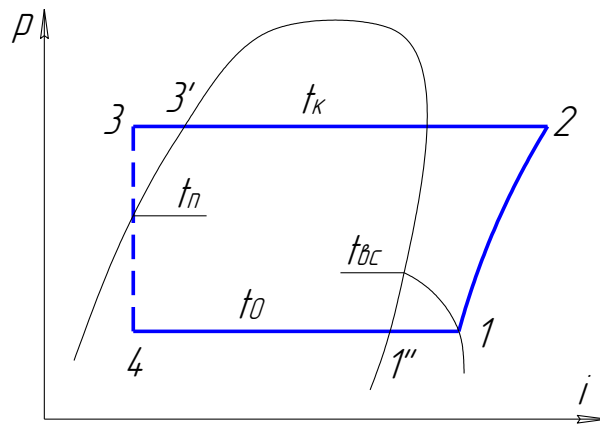


Рисунок 1.1 – Цикл холодильної машини у i, p -діаграмі

Таблиця 2.1 – Значення параметрів у характерних точках робочого циклу

Параметр	Точки					
	1''	1	2	3'	3	4
$p, \text{МПа}$	0,41	0,41	1,5	1,5	1,5	0,41
$t, ^\circ\text{C}$	-4	20	89	40	23	-4
$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	403	422	460	248	233	233
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	–	0,061	0,0204	–	–	–

Для робочого циклу визначаємо відношення тисків:

$$\pi_n = p_k / p_0 = 1,5 / 0,41 = 3,66.$$

Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = i_1'' - i_4 = 403 - 233 = 170 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{170}{0,061} = 2787 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора на робочому режимі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}.$$

Задаємося величиною $c = 0,04$, тоді

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{ec}} - 1 \right) = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + 0,12 p_n}{p_{ec}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,12 \cdot 1,5}{0,41} - 1 \right) = 0,876.$$

$$\lambda_{op} = 1 - \frac{(1+c)\Delta p_{ec}}{\lambda_c \cdot p_{ec}} = 1 - \frac{(1+c) \cdot 0,07 p_{ec}}{\lambda_c \cdot p_{ec}} = 1 - \frac{1,04 \cdot 0,07}{0,876} = 0,917.$$

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{269}{313} = 0,859.$$

Приймаємо для $\pi_n = 3,66$ $\lambda_{nl} = 0,979$.

Тоді $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl} = 0,876 \cdot 0,917 \cdot 0,859 \cdot 0,979 = 0,676$.

Знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_d = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{35}{2787} = 0,0126 \frac{M^3}{c}.$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0126}{0,676} = 0,0186 \frac{M^3}{c}.$$

Для робочого циклу визначаємо потужність електродвигуна у наступному порядку.

Знаходимо індикаторний ККД

$$\eta_i = \lambda_w \cdot \lambda_{nl} + b \cdot t_0 = 0,876 \cdot 0,979 + 0,0025 \cdot (-4) = 0,848.$$

Адіабатну потужність компресора визначаємо за формулою:

$$N_{ad} = M_a \cdot l_u = \frac{Q_0}{q_0} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{35}{170} \cdot (460 - 422) = 7,82 \text{ кВт}$$

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i} = \frac{7,82}{0,848} = 9,22 \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{mex}} = \frac{9,22}{0,95} = 9,71 \text{ кВт}$$

$$N_{эд} = \frac{N_e}{\eta_{nep} \cdot \eta_{ос}} = \frac{9,71}{0,97 \cdot 0,79} = 12,67 \text{ кВт}$$

					ХМД 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2.2 Розрахунок стандартного режиму

Для середньотемпературного стандартного режиму приймаються наступні температури:

$$t_0 = -15^\circ\text{C}; t_k = 30^\circ\text{C}; t_{oc} = 20^\circ\text{C}.$$

Будуємо стандартний цикл холодильної машини у i, p - діаграмі.

Температура переохолодження для фреонових компресорів визначається рівнянням теплового балансу регенеративного теплообмінника

$$i_{3'} - i_3 = 0,8 \cdot (i_1 - i_{1'}) \Rightarrow i_3 = i_{3'} - 0,8 \cdot (i_1 - i_{1'})$$

$$i_3 = 239 - 0,8 \cdot (423 - 398) = 219$$

Таблиця 2.2 Значення параметрів у характерних точках стандартного циклу

Параметр	Точки					
	1''	1	2	3'	3	4
$p, \text{МПа}$	0,3	0,3	1,25	1,25	1,25	0,3
$t, ^\circ\text{C}$	-15	20	93	30	13	-15
$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	398	423	467	239	219	219
$v_{cm}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	—	0,083	—	—	—	—

Для стандартного режиму визначаємо відношення тисків

$$\pi_n = p_k / p_0 = 1,25 / 0,3 = 4,17.$$

Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_{0cm} = i_1'' - i_4 = 398 - 219 = 179 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_{vcm} = \frac{q_{0cm}}{v_{1cm}} = \frac{179}{0,083} = 2157 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора на робочому режимі:

$$\lambda_{cm} = (\lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl})_{cm}.$$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Задаємося величиною $c = 0,04$, тоді

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{вс}} - 1 \right) = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + 0,12 p_n}{p_{вс}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,12 \cdot 1,25}{0,3} - 1 \right) = 0,853.$$

$$\lambda_{оп} = 1 - \frac{(1+c) \Delta p_{вс}}{\lambda_c \cdot p_{вс}} = 1 - \frac{(1+c) \cdot 0,07 p_{вс}}{\lambda_c \cdot p_{вс}} = 1 - \frac{1,04 \cdot 0,07}{0,853} = 0,915.$$

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{258}{303} = 0,851.$$

Приймаємо для $\pi_n = 4,17$ $\lambda_{nl} = 0,967$.

Тоді $\lambda_{cm} = (\lambda_c \cdot \lambda_{оп} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl})_{cm} = 0,853 \cdot 0,915 \cdot 0,851 \cdot 0,967 = 0,642$.

Використовуючи рівняння подібності режимів роботи, розраховуємо холодопродуктивність для стандартного циклу:

$$\frac{Q_0}{q_v \cdot \lambda} = \frac{Q_{0cm}}{q_{vcm} \cdot \lambda_{cm}} \Rightarrow Q_{0cm} = Q_0 \frac{q_{vcm} \cdot \lambda_{cm}}{q_v \cdot \lambda} = 35 \cdot \frac{2157 \cdot 0,642}{2787 \cdot 0,676} = 25,73 \text{ кВт}$$

Для стандартного циклу визначаємо потужність електродвигуна у наступному порядку.

Знаходимо індикаторний ККД

$$\eta_{icm} = \lambda_w \cdot \lambda_{nl} + b \cdot t_0 = 0,851 \cdot 0,965 + 0,0025 \cdot (-15) = 0,78.$$

Знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_{\partial cm} = \frac{Q_{0cm}}{q_{vcm}} = \frac{25,73}{2217} = 0,0116 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_{Tcm} = \frac{V_{\partial cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,0116}{0,642} = 0,0181 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Адіабатну потужність компресора визначаємо за формулою:

$$N_{адcm} = M_{acm} \cdot l_{ucm} = \frac{Q_{0cm}}{q_{0cm}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{25,73}{179} \cdot (467 - 423) = 6,32 \text{ кВт}$$

$$N_{icm} = \frac{N_{адcm}}{\eta_{icm}} = \frac{6,32}{0,78} = 8,10 \text{ кВт}.$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{8,10}{0,95} = 8,52 \text{ кВт}.$$

					ХМД 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_{эд} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{об}} = \frac{8,52}{0,97 \cdot 0,79} = 11,12 \text{ кВт}.$$

Подальший розрахунок вестимемо для робочого режиму.

3. Визначення геометричних розмірів

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора.

Для непрямотокових машин приймемо величину $\psi = 0,75$. Значення середньої швидкості поршня c_m для безкрейцкопфних поршневих компресорів має лежати в межах від 2,5 до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо $S = 66 \text{ мм}$ та частоту обертання коленвала $n = 24 \text{ об/с}$, тоді

$$c_m = 2Sn = 2 \cdot 0,066 \cdot 24 = 3,168 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначаємо діаметр поршня ступеня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot S \cdot i \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0186}{\pi \cdot 0,066 \cdot 2 \cdot 24}} = 0,087 \text{ м}.$$

Приймаємо $D = 90 \text{ мм}$.

Уточнюємо значення ψ

$$\psi = \frac{S}{D} = \frac{66}{90} = 0,73$$

Задаємось величиною $\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2$. $L = \frac{S}{0,4} = \frac{66}{0,4} = 165 \text{ мм}$

Наближено діаметр шийки коленвала, виготовленого зі сталі 40Х, можна визначити за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}}.$$

Крутний момент можна знайти за формулою:

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{9,71}{24 \cdot 60} = 64,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Для сталі 40Х, вид термообробки покращення, допустима дотична напруга становить $[\tau] = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. Звідси можна знайти дотичну напругу під час кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{[\tau]}{n} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{2,5} = 3,53 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Підставимо ці значення у вираз для діаметра корінної шийки d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{64,43}{0,2 \cdot 3,53 \cdot 10^7}} = 0,021 \text{ м}.$$

Виходячи з конструктивних міркувань, приймаємо $d = 40 \text{ мм}$.

Діаметр шийки колінчастого валу

$$d_{ш} = (0,8..1,0)d.$$

Приймаємо $d_{ш} = 35 \text{ мм}$.

Відносна довжина шатуна $\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2$.

Довжина шатуна $L = \frac{S}{2\lambda_R} = \frac{66}{2 \cdot 0,2} = 165 \text{ мм}$.

Маса частин, що поступово рухаються, визначаємо за знайденим значенням D користуючись графіком у методичних вказівках.

$$m_{н.ч.} = 2,64 \text{ кг}.$$

4. Газодинамічний розрахунок компресорної машини

4.1. Розрахунок смугового клапана

Швидкість холодильного агента у клапанах:

$$c_{кл} = \frac{c_m \cdot F_n}{\Phi},$$

де $c_m = 3,168 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – середня швидкість поршня.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} = 0,0064 \text{ м}^2.$$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Допустима швидкість холодоагенту в сідлі та розетці клапанів:
всмоктуючого $[c_{кл}]_{вс} = 40 \div 60 \text{ м/с}$, приймаємо $[c_{кл}]_{вс} = 45 \text{ м/с}$; нагнітального
 $[c_{кл}]_н = 40 \div 60 \text{ м/с}$, приймаємо $[c_{кл}]_н = 45 \text{ м/с}$.

Швидкість звуку у клапанах:

всмоктуючий $a_{вс} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{вс}} = \sqrt{1,15 \cdot 96,1 \cdot 293} = 179,9 \text{ м/с}$;

нагнітальний $a_н = \sqrt{k \cdot R \cdot T_н} = \sqrt{1,15 \cdot 96,1 \cdot 362} = 200 \text{ м/с}$.

При проектуванні клапанів має витримуватись умова:

$$M_{кл} = \frac{c_{кл}}{a} \leq 0,25$$

$$M_{кл.вс.} = \frac{45}{179,9} = 0,25 = 0,25;$$

$$M_{кл.н.} = \frac{45}{200} = 0,225 < 0,25.$$

Еквівалентна площа клапана

на нагнітанні $\Phi_н = \frac{c_m \cdot F_n}{[c_{кл}]_н} = \frac{3,168 \cdot 0,0064}{45} = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

на всмоктуванні $\Phi_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{[c_{кл}]_{вс}} = \frac{3,168 \cdot 0,0064}{45} = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

$$\Phi = \alpha_{щ} \cdot f_{щ},$$

де $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{щ}}}$ – коефіцієнт витрати щілини;

$\xi_{щ} = 2$ – коефіцієнт опору щілини смугового клапана.

$$\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71.$$

Площа прохідного перерізу щілини:

$$f_{щ} = \frac{\Phi}{\alpha_{щ}} = \frac{4,5 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 630 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо ширину щілини $h = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}$.

Потрібна довжина щілини $L = \frac{f_{щ}}{h} = \frac{630}{5} = 126 \text{ мм}$.

Приймаємо три щілини по $l = 42 \text{ мм}$.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

4.2. Розрахунок нагнітального патрубку

Швидкість холодильного агента в нагнітальному патрубку:

$$c_n = \frac{c_m \cdot F_n}{f_n}.$$

Приймаємо для нагнітального патрубку $c_n = 35 \text{ м/с}$ (для R134a по [1], табл. 4.2).

$$f_n = \frac{c_m \cdot F_n}{c_n} = \frac{3,168 \cdot 0,0064}{35} = 5,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Діаметр нагнітального патрубку:

$$d_n = \sqrt{\frac{4f_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,79 \cdot 10^{-4}}{3,14}} \approx 0,025 \text{ м}.$$

Приймаємо $d_n = 25 \text{ мм}$.

4.3. Розрахунок всмоктуючого патрубку

Швидкість холодильного агента у всмоктувальному патрубку:

$$c_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{f_{вс}},$$

Приймаємо для нагнітального патрубку $c_{вс} = 20 \text{ м/с}$.

$$f_{вс} = \frac{c_m \cdot F_n}{c_{вс}} = \frac{3,168 \cdot 0,0064}{20} = 10,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Діаметр всмоктуючого патрубку:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4f_{вс}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,1 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,036 \text{ м}.$$

Приймаємо $d_{вс} = 36 \text{ мм}$.

					ХМД 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

5. Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна:

$$N_{эд} = 12,67 \text{ кВт}.$$

Вибираємо електродвигун асинхронний серії 4А.

Потужність електродвигуна $N_{эд} = 15 \text{ кВт}$.

Типорозмір 4А160S2У3.

Ковзання $S = 2,3\%$.

Частота обертів 1500 об/хв .

$$\text{ККД } 88\%, \cos \phi = 0,91, \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} = 2,2, \frac{M_n}{M_{\text{ном}}} = 1,4, \frac{M_{\min}}{M_{\text{ном}}} = 1, \frac{I_n}{I_{\text{ном}}} = 7,5.$$

Габаритні розміри $L_1 = 300 \text{ мм}$; $L_2 = 190 \text{ мм}$; $H = 290 \text{ мм}$.

Номинальна частота обертання валу цього двигуна дорівнює:

$$n_{\text{ном}} = n_c (1 - S) = 1500 \cdot (1 - 0,023) = 1465,5 \text{ об/мин}.$$

Коефіцієнт поршневого компресора:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{35}{9,71} = 3,6.$$

Маховий момент маховика дорівнює:

$$GD_{кр}^2 = 34 \cdot 0,273^2 = 3,9 \text{ кН},$$

$$\text{де } G = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{\text{вн}}^2) \rho \cdot l = \frac{\pi}{4} \cdot (0,357^2 - 0,164^2) \cdot 7800 \cdot 0,055 = 34 \text{ кг}.$$

Розрахункова величина махового моменту дорівнює $1,27 \text{ кН}$.

$GD_{кр}^2 > GD_{\text{расч}}^2$, значить умова виконується.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

6. Динамічний розрахунок

Таблиця 6.1 – Вихідні дані

Параметр	p1	p2	c	D	s	n	λR	n	m	mПС	Ni	$\eta_{\text{мех}}$
Позначення у програмі	p1, кПа	p2, кПа	am	D, м	S, м	nO, об/мин	lambda R	n	m	ms, кг	Nинд, кВт	ETA мех
Величина	410	1500	0,04	0,09	0,066	1440	0,2	1,18	1,13	2,64	9.89	0.95

Результати розрахунку

(все сили у кН, кути у градусах)

модуль $F_{\text{тр.пс}} = 0.099$ $F_{\text{тр.вр}} = 0.066$ $Pr.2 = 2.608$

альфа= 0.0 $x=0.0000$ $P_{g1} = -9.542$

$J = 2.377$ $P_{\text{сум}} = -4.458$ $N = 0.000$

дельта= 0.0 $R_{\text{шат}} = -4.458$ $T = 0.000$ $Z = -4.458$

альфа= 31.3 $x=0.0057$ $P_{g1} = -2.608$

$J = 1.876$ $P_{\text{сум}} = 1.975$ $N = 0.204$

дельта=37.2 $R_{\text{шат}} = 1.964$ $T = 1.186$ $Z = 1.565$

альфа= 20.0 $x=0.0024$ $P_{g1} = -4.620$

$J = 2.165$ $P_{\text{сум}} = 0.252$ $N = 0.017$

дельта=23.9 $R_{\text{шат}} = 0.251$ $T = 0.102$ $Z = 0.230$

альфа= 40.0 $x=0.0091$ $P_{g1} = -2.608$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

J= 1.586 Pсум= 1.685 N= 0.215
дельта=47.3 Pшат= 1.671 T= 1.227 Z= 1.134

альфа= 60.0 x=0.0190 Pg1= -2.608
J= 0.792 Pсум= 0.891 N= 0.152
дельта=69.7 Pшат= 0.878 T= 0.823 Z= 0.305

альфа= 80.0 x=0.0305 Pg1= -2.608
J= -0.028 Pсум= 0.070 N= 0.014
дельта=90.9 Pшат= 0.069 T= 0.069 Z= -0.001

альфа=100.0 x=0.0419 Pg1= -2.608
J= -0.716 Pсум= -0.618 N= -0.119
дельта=110.9 Pшат= -0.606 T= -0.566 Z= 0.217

альфа=120.0 x=0.0520 Pg1= -2.608
J= -1.189 Pсум= -1.090 N= -0.186
дельта=129.7 Pшат= -1.074 T= -0.827 Z= 0.686

альфа=140.0 x=0.0596 Pg1= -2.608
J= -1.449 Pсум= -1.350 N= -0.172
дельта=147.3 Pшат= -1.339 T= -0.724 Z= 1.126

альфа=160.0 x=0.0644 Pg1= -2.608
J= -1.558 Pсум= -1.459 N= -0.100
дельта=163.9 Pшат= -1.456 T= -0.404 Z= 1.399

альфа=180.0 x=0.0660 Pg1= -2.608
J= -1.585 Pсум= -1.486 N= -0.000
дельта=180.0 Pшат= -1.486 T= -0.000 Z= 1.486

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

альфа=180.0 x=0.0660 Pg1= -2.608
J= -1.585 Pсум= -1.683 N= -0.000
дельта=180.0 Pшат= -1.683 T= -0.000 Z= 1.683

альфа=200.0 x=0.0644 Pg1= -2.682
J= -1.558 Pсум= -1.730 N= 0.118
дельта=196.1 Pшат= -1.726 T= 0.478 Z= 1.659

альфа=297.8 x=0.0202 Pg1= -9.552
J= 0.699 Pсум= -6.343 N= 1.105
дельта=287.9 Pшат= -6.246 T= 5.944 Z= -1.918

альфа=220.0 x=0.0596 Pg1= -2.925
J= -1.449 Pсум= -1.864 N= 0.238
дельта=212.7 Pшат= -1.849 T= 1.000 Z= 1.555

альфа=240.0 x=0.0520 Pg1= -3.415
J= -1.189 Pсум= -2.095 N= 0.357
дельта=230.3 Pшат= -2.064 T= 1.588 Z= 1.318

альфа=260.0 x=0.0419 Pg1= -4.341
J= -0.717 Pсум= -2.548 N= 0.492
дельта=249.1 Pшат= -2.500 T= 2.335 Z= 0.894

альфа=280.0 x=0.0305 Pg1= -6.164
J= -0.029 Pсум= -3.683 N= 0.712
дельта=269.1 Pшат= -3.614 T= 3.613 Z= 0.060

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

альфа=300.0 x=0.0190 Pg1= -9.542

J= 0.792 Pсум= -6.241 N= 1.065

дельта=290.3 Pшат= -6.149 T= 5.767 Z= -2.134

альфа=320.0 x=0.0091 Pg1= -9.542

J= 1.586 Pсум= -5.447 N= 0.695

дельта=312.7 Pшат= -5.402 T= 3.969 Z= -3.665

альфа=340.0 x=0.0024 Pg1= -9.542

J= 2.165 Pсум= -4.868 N= 0.332

дельта=336.1 Pшат= -4.857 T= 1.969 Z= -4.440

альфа=360.0 x=0.0000 Pg1= -9.542

J= 2.377 Pсум= -4.656 N= 0.000

дельта=360.0 Pшат= -4.656 T= 0.001 Z= -4.656

7. Розрахунки на міцність

7.1. Перевірочний розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховуємо як круглу плиту, забиту по периметру.

Розрахункова напруга вигину:

$$\sigma_u = 0,68 p_u \frac{r^2}{\delta^2},$$

де $p_u = p_k - p_{атм} = 1,5 \cdot 10^6 - 10^5 = 14 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – максимальний надлишковий тиск;

r – радіус закладення днища поршня;

$r = D_n - \delta_{ст} = 0,09 - 0,009 = 0,081 \text{ м}$;

δ – товщина днища; $\delta = 0,009 \text{ м}$.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Тоді

$$\sigma_u = 0,68 \cdot 1,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,081^2}{0,009^2} = 77 \text{ МПа} .$$

З урахуванням коефіцієнта запасу $n = 3$

$$\sigma'_u = \frac{77}{3} = 25,7 \text{ МПа} .$$

Допускається для днища алюмінієвих поршнів $[\sigma_u] = 30 \text{ МПа}$, що відповідає розрахункам.

7.2. Перевірочний розрахунок поршневого пальця

Поршневий палець розраховується як балка на двох опорах із рівномірно розподіленим навантаженням по довжині шатунного підшипника. Напряга у пальці:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W} .$$

Максимальний згинальний момент у середньому перерізі пальця:

$$M_{изг} = \frac{p_{\Gamma}}{2} \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{p_{\Gamma}}{2} \cdot \frac{c}{4} .$$

Газова сила дорівнює:

$$p_{\Gamma} = p_k \frac{\pi D_n^2}{4} = 1,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} = 9,54 \text{ кН} = 9540 \text{ Н} .$$

a, b, c – відповідні відрізки (рис. 7.1).

$$M_{изг} = \frac{9540}{2} \cdot \left(\frac{32 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{22 \cdot 10^{-3}}{2} \right) - \frac{9540}{2} \cdot \frac{25 \cdot 10^{-3}}{4} = 158,6 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент опору вигину:

$$W = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_n^4 - d_{вн}^4}{d_n} \right) ,$$

де $d_n = 17 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{вн} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – зовнішній та внутрішній діаметр пальця.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$W = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{0,017^4 - 0,006^4}{0,017} \right) = 9,49 \cdot 10^{-7} i^3.$$

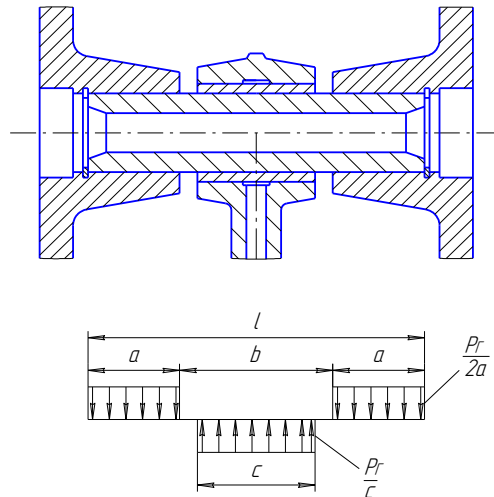


Рисунок 7.1 – Розрахунок поршневого пальця

Тоді

$$\sigma = \frac{158,6}{9,49 \cdot 10^{-7}} = 167,1 \text{ МПа}.$$

Припустиме значення $\sigma' = \frac{\sigma_{сп}}{n}$,

де $n = 3$ – коефіцієнт запасу;

$\sigma_{сп} = 1500 \text{ МПа}$ для сталі 40Х.

$$\sigma' = \frac{1500}{3} = 500 \text{ МПа}.$$

$\sigma' > \sigma$ – товщина пальця задовольняє характеристикам міцності.

7.3. Розрахунки на міцність шатунних гвинтів

Шатунні болти перевіряються на розрив від максимальної сили інерції

$I_{ПС \max}$ поршня та шатуна та зусилля затягування $T_{зат}$.

Розривна напруга σ_p дорівнює:

$$\sigma_p = \frac{I_{ПС \max} + z'_y + T_{зат}}{i \cdot f},$$

де $i = 2$ – кількість гвинтів;

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,005^2}{4} = 1,963 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 - \text{площа найменшого перерізу болта.}$$

Зусилля від сили інерції шатуна:

$$z'_y = m'_{ш} \omega^2 R,$$

де $m'_{ш} = \frac{2}{3} m_{ш} \cdot 0,37 = \frac{2}{3} \cdot 0,37 \cdot 1,5 = 0,37 \text{ кг}$ – маса обертової частини шатуна без кришки,

де $m_{ш} = 1,5 \text{ кг}$ – маса шатуна.

$$R = \frac{S}{2} = 0,033 \text{ м} - \text{радіус кривошипу.}$$

$\omega = 2\pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 24 = 150,72 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання валу.

$$z'_y = 0,37 \cdot 150,72^2 \cdot 0,033 = 277 \text{ Н}$$

$I_{ПС \max} = 2,377 \text{ кН}$ – з динамічного розрахунку.

$$T_{зам} = 2,7 \cdot (I_{ПС \max} + z'_y) = 2,7 \cdot (2,377 \cdot 10^3 + 277) = 7166 \text{ Н}.$$

$$\sigma_p = \frac{2377 + 277 + 7166}{2 \cdot 1,963 \cdot 10^{-5}} = 250,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для болтів сталі 40Х:

$$\sigma_T = 600 \div 750 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} - \text{межа плинності.}$$

Запас міцності $n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \frac{700}{250,9} = 2,79$, що цілком допустимо.

8. Розрахунок противаг

Для врівноваження сил інерції (їх моменту) від поступово рухомих частин першого порядку і моменту сил інерції від мас, що обертаються, застосовують противаги.

Сумарна маса противаг для двоколінного вертикального поршневого компресора:

$$m_{np\Sigma} = \frac{R \cdot l}{r_{np} \cdot l_{np}} \cdot \left(m_{ep\Sigma} + \frac{1}{2} m_{nc} \right),$$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

де $R = 0,033 \text{ м}$ – радіус кривошипу;

$l = 0,136 \text{ м}$ – відстань між шатунами;

$r_{np} = 0,03 \text{ м}$ – радіус противаги;

$l_{np} = 0,168 \text{ м}$ – відстань між противагами.

$m_{\Sigma} = 2 \cdot \left(m_{u.u.} + m_{ш} \frac{\rho}{R} + \frac{2}{3} m_{ш} \right)$ – маса обертових частин;

$m_{u.u.} = 0,2 \text{ кг}$ – маса шатунної шийки;

$m_{ш} \frac{\rho}{R} \rightarrow 0$, так як $\frac{\rho}{R} \rightarrow 0$ – маса неврівноваженої частини щоки;

$m_{ш} = 1,5 \text{ кг}$ – маса шатуна;

$m_{nc} = 2,64 \text{ кг}$ – маса частин, що поступово рухаються.

$$m_{\Sigma} = 2 \cdot \left(0,2 + \frac{2}{3} \cdot 1,5 \right) = 2,4 \text{ кг} .$$

$$m_{np\Sigma} = \frac{0,033 \cdot 0,136}{0,03 \cdot 0,168} \cdot \left(2,4 + \frac{1}{2} \cdot 2,64 \right) = 3,31 \text{ кг} .$$

9. Перевірочний розрахунок підшипників

При проектуванні компресора були прийняті шарикопідшипники радіальні сферичні дворядні 1210 ГОСТ 28428-90 (середня серія, самовстановлювані).

$c = 22,8 \text{ кН}$ – динамічна вантажопідйомність підшипника;

$c_0 = 11 \text{ кН}$.

За динамічним розрахунком визначаємо положення, при якому сили T_{Σ} и Z_{Σ} досягають одночасно найбільших значень при $\alpha = 120^\circ$.

$T_{\Sigma} = 5,75 \text{ кН}$; $Z_{\Sigma} = 0,7 \text{ кН}$.

Оскільки відстань між опорами однакові, то опори навантажені однаково:

$$R_A^{\Sigma} = R_B^{\Sigma} = \frac{\sqrt{5,75^2 + 0,7^2}}{2} = 4,1 \text{ кН} .$$

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Перевіримо попередньо прийняті підшипники:

$$X = 1; Y = 2,68 \text{ для } \frac{F_a}{VF_r} < e.$$

Еквівалентне навантаження

$$P = VF_r K_\sigma K_T,$$

де $K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт безпеки [3] с.214;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт;

$V = 1,2$ – при обертанні зовнішнього кільця.

$$P = 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5,9 \text{ кН}.$$

За таблицею 9.24 з [3] с.220 при $n = 1500 \text{ об/хв}$ й $L_h = 16000 \text{ год}$ – термін служби підшипників: $\left(\frac{c}{p}\right)_{mp} = 3,8$ – для шарикопідшипників.

Потрібна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c_{mp} = P \cdot \left(\frac{c}{p}\right)_{mp} = 5,9 \cdot 3,8 = 22,4 \text{ кН}.$$

Отримуємо, що $c > c_{mp}$ ($22,8 > 22,4$), отже, підшипники підходять для даного компресора.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

10. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

Основні неполадки компресорних та холодильних установок та методи їх усунення.

Основними причинами несправностей (відмов) компресорів є дефекти (похибки) механічної обробки деталей та складання компресора та дефекти, що виникають у процесі експлуатації.

Перша причина відбиває відхилення від технічних умов, що регламентують якість виготовлення компресора. Дія цієї причини двояка: 1) якщо відхилення від технічних умов виготовлення компресора перевищують допустимі, то можлива аварія за перших ж пусках компресора; 2) якщо навіть відхилення від технічних умов виготовлення компресора перебуває у допустимих межах, то ця причина може сприяти інтенсифікації розвитку дефектів у процесі експлуатації.

Основною причиною дефектів, що виникають у процесі експлуатації, є втрата працездатності складових частин компресора при перевищенні їх граничного зношування. При тривалій роботі будь-якої машини навіть за нормальних умов експлуатації та дотримання правил технічного обслуговування її складові зношуються. Зношування являє собою процес відділення матеріалу з поверхні твердого тіла та збільшення його залишкової деформації при терті, що проявляється у поступовій зміні розмірів та (або) форми тіла (ГОСТ 27674—88). Швидкість та інтенсивність зношування залежать від фізико-хімічних властивостей матеріалів поверхонь тертя, шорсткості, відхилення від заданої форми поверхонь (овальність, конусність тощо), відхилень взаємного розташування поверхонь (відхилення від паралельності, перекіс тощо) , частого до різної зміни швидкості відносного руху та навантаження сполучених деталей і більшою мірою від якості змащування (невідповідний мастильний матеріал, його забруднення, недостатнє змащування). Зношування сполучених деталей є причиною 85% відмов компресорного обладнання. Понад 70% витрат на ремонт поршневих

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		24

компресорів пов'язано зі зносом поршнів та циліндрів. Процеси зношування робочих поверхонь деталей та робочих органів машин досліджено та класифіковано.

Складові частини компресорів схильні до зношування практично всіх основних видів абразивного, газоабразивного і газоерозійного, окисного, механічного, корозійно-механічного тощо.

Абразивне зношування відбувається в результаті ріжучої або дряпаючої дії твердих частинок, що взаємодіють з поверхнею деталі, інтенсивному абразивному зношуванню піддаються циліндри (гільзи циліндрів), поршневі кільця, клапани, підшипники та інші деталі повітряних компресорів, що працюють в умовах запиленої атмосфери.

Газоерозійного зношування піддаються деталі газових трактів компресорних машин. Поверхні зношуються внаслідок впливу потоку газу, навіть якщо газ містить невелику кількість абразивних частинок. В іншому випадку розвивається процес газоабразивного зношування, що протікає при дії на поверхню твердих тіл або твердих частинок, що захоплюються потоком газу.

При окисному зношуванні переважає хімічна реакція матеріалу деталі з киснем або окисним навколишнім середовищем. На дотичних поверхнях утворюються плівки оксидів, які в процесі тертя руйнуються і знову утворюються; продукти зношування складаються з оксидів. Від інших видів зношування воно відрізняється відсутністю агресивного середовища, протікає при нормальних і підвищених температурах брестері без мастильного матеріалу або при недостатній його кількості. Одним із видів боротьби з окисним зношуванням є створення поверхонь тертя з високою твердістю.

Механічне зношування відбувається внаслідок будь-яких механічних взаємодій на поверхні тертя. Можлива зміна розмірів або форми деталей унаслідок пластичної деформації їх мікрооб'ємів. Зношування цього виду найчастіше схильні до зубів шестерень, шпонки, шліци, штифти, упори, різьбові з'єднання, вкладиші, бабітові шари.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Корозійно-механічне зношування відбувається в результаті механічної взаємодії, що супроводжується хімічною взаємодією, матеріалу із середовищем. При зношуванні зазначеного виду часто спостерігається руйнування робочих поверхонь внаслідок викрашування структур, що знову утворюються. Вифарбовування відбувається в результаті фізико-хімічних змін, що протікають на поверхнях, тертя, утворення та інтенсивного руйнування нових структур. Прикладом таких структур є вибілені шари на поверхнях чавунних деталей, що формуються у процесі роботи. Зношування цього виду притаманно таких деталей компресорів, як колінчасті вали (шийки), бабітові вкладиші шатунів, поршневі кільця, гільзи циліндрів.

Розробка нових методів боротьби із зношуванням проводиться на основі ефекту вибіркового перенесення матеріалу. Перенесення матеріалу – явище при терті твердих тіл, яке полягає в тому, що матеріал одного тіла з'єднується з іншим і, відриваючись від першого, залишається на поверхні другого. Використання цього ефекту дозволяє подолати обмеженість ресурсу поверхонь тертя деталей машин та знизити втрати на тертя.

У вузлах тертя компресора домашнього холодильника мідна плівка в парі сталь-сталь виникає внаслідок поступового розчинення мідних трубок охолоджувача компресора. Іони міді, надходячи в масляно-фреонову суміш, рухаються в зону контакту, де формується мідна захисна плівка. Компресори холодильників можуть працювати без ремонту десятки років.

Корозійно-механічне зношування – складний комплекс фізико-хімічних процесів, тому розглянемо корозію металів як самостійну групу процесів.

Корозія металів – руйнування металів внаслідок хімічної чи електрохімічної взаємодії їх із корозійним середовищем. Для компресорів характерні такі види корозії:

1) корозійне розтріскування – корозія металу при одночасному впливі корозійного середовища та зовнішніх внутрішніх механічних напруг розтягування з утворенням транскристалітних або міжкристалітних тріщин;

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2) точкова корозія (піттинг) - місцева корозія металу у вигляді окремих точкових уражень при точковій корозії відбувається прогресуюче проникнення корозійного середовища в глиб металу з утворенням виразок; виникає при руйнуванні захисної плівки або шарів продуктів корозії;

3) міжкристалітна корозія - корозія, що розповсюджується по межах кристалів (зерен) металу або сплаву;

4) фреттинг-корозія, що протікає при коливальному переміщенні двох поверхонь одна щодо іншої в умовах взаємодії з корозійним середовищем;

5) газова корозія – хімічна корозія металу в газах за високих температур;

6) ножова корозія – локалізований вид корозії металу в зоні сплаву зварних з'єднань в агресивних середовищах;

7) контактна корозія – електрохімічна корозія, спричинена контактом металів із різними стаціонарними потенціалами.

При одночасному впливі циклічних напружень, що розтягують, і корозійного середовища знижується межа витривалості металу (корозійна втома).

За усередненими даними, домінуючими причинами корозійних ушкоджень є:

корозійне розтріскування – 20%;;

точкова корозія – 16%;

міжкристалітна корозія – 10%;

інші види корозії – 54%.

Враховуючи широкий спектр умов, в яких працюють компресори, необхідно в кожному конкретному випадку виявити найімовірніші домінуючі види корозії визначення найбільш ефективних заходів захисту. Так, наприклад, корозія, на активність якої впливає наявність кисню (у повітрі або розчиненого у воді), вологість і температура є найчастішою причиною витоку аміаку в холодильних системах. В умовах постійно низької температури трубопроводи та судини кородують незначно. У холодильних

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

системах завжди є постійні або мінливі протягом року (влітку та взимку) зони, в яких обладнання до трубопроводів зволожується. У вихідні дні або в несезонний період можуть не працювати морозильні установки, у результаті чого утворюються вологі зони на холодильних трубопроводах, температура яких сприяє розвитку корозії. У цих умовах можуть розвиватися точкова корозія (піттинг), контактна корозія і т. п. Проникнення вологи та взаємодія її з хімічними компонентами теплоізоляційного або будівельного матеріалу викликають корозію труб у вигляді точкових отворів (піттинг) у місцях проходів трубопроводів через стіни.

Неприпустимо вводити в експлуатацію холодильну установку із незагартованою ізоляцією трубопроводів, тому що в процесі експлуатації вони покриваються інієм і ізоляція стає неефективною. Важливе значення має антикорозійне покриття трубопроводів, правильне виконання теплоізоляційних робіт і використання для них якісних матеріалів. Недотримання цих умов може призвести вже через рік до появи витoku холодоагенту.

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		28

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Н.Н. Кошкин, И.А. Сакуна и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.
2. Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987 – 424 с.
3. Н.М. Чернавский. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1989.
4. М.И. Френкель. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969 – 743 с.
5. Техника низких температур под редакцией И.П. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977 – 244 с.
6. Холодильные компрессоры. Справочник под ред. А.В. Быкова и др. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981 – 279 с.
7. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и выбор самодействующих клапанов объемных холодильных компрессоров». – Сумы: «Энергетика».
8. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учебн. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Е.М.Бамбушек, Н.Н.Бухарин, Е.Д.Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423с.: ил

					ХМд 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		29