

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Розробка та дослідження конструкції
ротаційного компресора з ротором що котиться.
Моделювання коливань ротора.»»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

Д. О. Левченко

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

М. М. Маренич

Зміст

	с.
Вступ.....	6
1. Спеціальний розділ.....	8
1.1 Термодинамічний розрахунок холодильного компресора.....	10
1.2 Розрахунок геометрії ротаційного компресора.....	13
1.3 Розрахунок електромагнітної фрикційної муфти.....	16
1.4 Динамічний розрахунок вала компресора.....	22
1.5 Розрахунок клапана на нагнітання.....	27
1.6 Розрахунок сальникового ущільнення.....	30
1.7 Розрахунок підшипників кочення.....	33
1.8 Розрахунок повітряного конденсатора.....	41
2. Аналітичний розрахунок власних частот коливань в середовищі Ansys...47	
2.1 Побудова 3-D моделі РККР.....	47
2.2 Спрощення моделі	49
2.3 Завдання зв'язків між деталями	51
2.4 Побудова скінченно-елементної сітки	52
2.5 Розрахунок	54
2.4 Висновки	58

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	Розробка та дослідження конструкції ротаційного компресора з ротором що котиться. Моделювання коливань ротора.	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Мапенич</i>						4	70
<i>Провер.</i>	<i>Левченко</i>					<i>СумГУ, гр.К.м.-71</i>		
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Вентенов</i>							
<i>Утверд.</i>	<i>Ванєєв</i>							

3. Розділ охорони праці	59
3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації холодильних установок	59
3.2 Розрахунок захисного електричного заземлення холодильних установок	65
4. Список літератури.....	70

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

ВСТУП

Машини, призначені для стиснення і переміщення газів, називаються компресорами. Вони є невід'ємною частиною холодильних машин, а також основним технологічним обладнанням і безпосередньо беруть участь у виготовленні продукту в хімічній, нафтохімічній, газовій промисловості і т.д. Компресори використовуються при виробництві мінеральних добрив, пластмас, при видобутку, транспортуванні і переробці природного газу, нафти, штучних рідких палив і в інших виробництвах.

За принципом дії компресори діляться на два класи:

-компресори об'ємного принципу дії (поршневі, мембранні, ротаційні).

Робочі органи машин цього класу засмоктують певний обсяг робочої речовини, стискають його завдяки зменшенню замкнутого обсягу і потім переміщують в камеру нагнітання.

- компресори динамічного принципу дії (відцентрові, осьові, вихрові). У цих машинах робоча речовина безперервно переміщується («тече») через проточну частину компресора, при цьому кінетична енергія потоку перетворюється в потенційну.

Ротаційні холодильні компресори бувають чотирьох типів:

- з ротором що котиться;
- пластинчастий;
- гвинтовий;
- спіральний

Всі ці компресори стискають пар холодоагенту без перетворення обертання валу в зворотно-поступальний рух. Ротаційні компресори виробляють більш рівний, майже постійний потік всмоктуваного і нагнітаючогося парів. Це скорочує рівень механічної напруги в компресорі, а скорочення пульсації пара знижує рівень вібрації і шуму. У ротаційних компресорів менше рухомих частин, ніж у поршневих, що спрощує їх виробництво і знижує вартість

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Конструктивно такий компресор представляє з себе ексцентриковий вал двигуна, на який насаджений циліндричний ротор. Обертається ротор всередині циліндричного корпусу. Між ротором і корпусом утворюється зазор, величина якого при обертанні через ексцентричність ротора змінюється. Там де його величина мінімальна знаходиться нагнітальний патрубок, а де максимальна - всмоктуючий. Простір між ними перекриває рухлива пластина, яка щільно притискається пружиною до обертаючогося ротора, запобігаючи перетіканню робочої речовини із зони високого тиску в зону низького. Компресори даного типу широко застосовуються в побутовій техніці, такі як холодильники і кондиціонери, чим обумовлена їх актуальність у світі. Даний компресор компактний, менш металомісткий в порівнянні з компресорами інших типів, надійний, має просту конструкцію, виконує роботу за наявності вологого ходу так як працює в маслі що підвищує його надійність в порівнянні зі спіральними або поршневыми компресорами.

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

1 СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Термодинамічний розрахунок холодильного компресора.

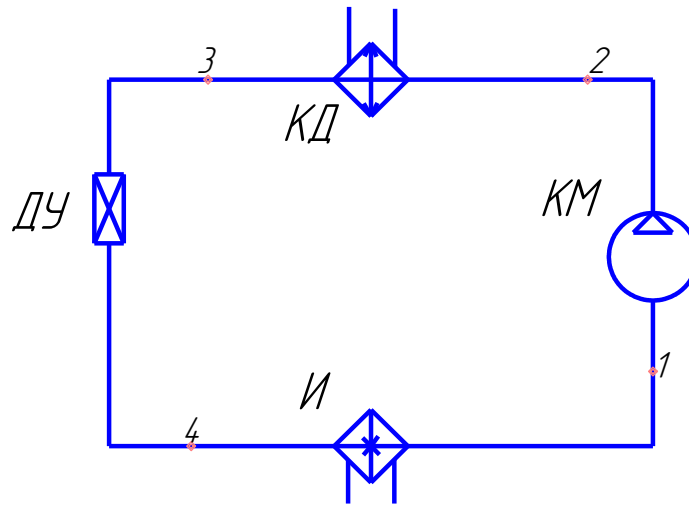


Рис. 1.1 - Схема одноступеневої ПКХМ

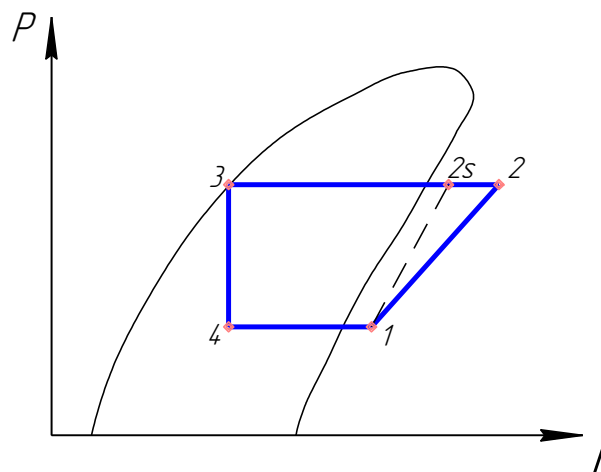


Рис. 1.2 - Цикл одноступеневого РККР i, p -діаграмі

При визначенні параметрів в вузлових точках використовуємо P, i -діаграму для R134a, а також таблицю для R134a.

Таблиця. 1.1 – Параметри в точках

Параметр	Точки				
	1	2s	2	3	4
$p, \text{МПа}$	0,38	1,9	1,9	1,9	0,38
$t, \text{К}$	288	352	358	338	278
$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	420	445	451	320	310
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,07	-	-	-	-

Визначення ентальпії в т.2.

Знаючи, що адіабатний ККД для РККР $\eta_s = 0.8$, маємо.

$$i_2 = \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_s} + i_1 = \frac{445 - 420}{0.8} + 420 = 451 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

отже, температура в другій точці по діаграмі - $T=358\text{К}$.

Температура R134а перед всмоктуванням в компресор, [1], с.7:

$$t_{ec} = t_0 + \Delta t_{ec} = +5 + 15 = +20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t_{ec} = (5 \dots 15) \text{ } ^\circ\text{C}$ - перегрів R134а на всмоктування в компресор.

Температура переохолодження:

$$t_n = t_k - 5 = 65 - 5 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 420 - 310 = 110 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата робочої речовини:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{6}{110} = 0,055 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_k = i_2 - i_3 = 451 - 320 = 131 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота стискання:

$$l_0 = i_2 - i_1 = 451 - 420 = 31 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 01К.00.00.00 ПЗ					

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_0} = \frac{110}{31} = 3,54.$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = l_0 \cdot \dot{m} = 31 \cdot 0,055 = 1,7 \text{ кВт}.$$

Ступінь стиснення:

$$\pi = \frac{p_\kappa}{p_o} = \frac{1,9}{0,38} = 5.$$

Коефіцієнт подачі: $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl} = 0,99 \cdot 1,0 \cdot 0,85 \cdot 0,88 = 0,7$.

де $\lambda_c = 1 - c \left[\frac{p_n}{p_{ec}} - 1 \right]^{1,1} = 1 - 0,05 \cdot \left[\frac{1,9}{0,38} - 1 \right]^{1,1} = 0,77$ - об'ємний коефіцієнт подачі;

$c = 0,05$ - відносний мертвий об'єм;

$\lambda_{op} = 1$ - коефіцієнт дроселювання згідно з [1];

$\lambda_w = 0,85$ - коефіцієнт нагріву;

$\lambda_{nl} = 0,88$ - коефіцієнт густини.

Дійсна об'ємна продуктивність:

$$V_o = \dot{m} \cdot v_1 = 0,055 \cdot 0,07 = 0,004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_T = \frac{V_o}{\lambda} = \frac{0,004}{0,77} = 0,0051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Потужність адиабатного стиснення R134a:

$$N_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot p_{ec} \cdot V_o \left[\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,12}{1,12-1} \cdot (0,38 \cdot 10^6) \cdot 0,004 \cdot \left[\pi^{\frac{1,12-1}{1,12}} - 1 \right] = 1,84 \text{ кВт},$$

где $k = 1,12$ - показник адіабати для R134a.

Потужність тертя приймаємо:

$$N_{mp} = 0,25 N_i = 0,25 \cdot 1,7 = 0,42 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність:

$$N_e = N_i + N_{mp} = 1,7 + 0,42 = 2,12 \text{ кВт}.$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Потужність електродвигуна з урахуванням запасу на пускову потужність:

$$N_{ел.дв} = \frac{1,05 \cdot N_э}{\eta_{ел.дв}} = \frac{1,05 \cdot 2,12}{0,8} = 2,78 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт перетворення:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{ел.дв}} = \frac{6}{2,78} = 2,15$$

1.2 Розрахунок геометрії ротаційного компресора.

Приймаємо:

Частота обертання $n = 50 \text{ с}^{-1}$.

Радіус ротора:

$$R_p = \sqrt[3]{\frac{V_D}{2\pi\kappa_p \lambda_{пл} n \psi_p (2 + \psi_p)}} = \sqrt[3]{\frac{0,004}{2 \cdot 6,75 \cdot 0,85 \cdot 0,6 \cdot 50 \cdot 0,11(2 + 0,11)}} = 0,039 \text{ м.}$$

$\psi_p = 0,11$ відносний ексцентриситет ротора

Ексцентриситет:

$$e = \psi_p \cdot R_p = 0,11 \cdot 0,039 = 0,0042.$$

Довжина ротора:

$$l = 2 \cdot \kappa_p \cdot R_p = 2 \cdot 0,7 \cdot 0,039 = 0,06 \text{ м.}$$

Ширина лопаті:

$$b = 2 \cdot l = 2 \cdot 0,06 = 0,12 \text{ м.}$$

Радіус циліндра:

$$R_y = R_p + l = 0,039 + 0,06 = 0,099 \text{ м.}$$

Площа серповидної порожнини:

$$f_{\max} = \pi(R_y^2 - R_p^2) = 5(0,089^2 - 0,039^2) = 0,032 \text{ м}^2.$$

Максимальний об'єм:

$$W_{\max} = \pi \cdot l(R_y^2 - R_p^2) = 5 \cdot 0,05(0,089^2 - 0,039^2) = 0,0016 \text{ м}^3.$$

Висота ротора:

$$H = 7 \cdot e = 7 \cdot 0,0042 = 0,029 \text{ м.}$$

Відносна висота ротора:

$$\kappa_p = \frac{H}{2 \cdot R_p} = \frac{0,029}{2 \cdot 0,039} = 0,376 \text{ м.}$$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Дійсна об'ємна продуктивність:

$$V_o = \lambda W_T n = \lambda \pi \psi_p (2 + \psi_p) l R_p^2 n = 0,85 \cdot 5 \cdot 0,11 (2 + 0,11) 0,05 \cdot 0,039^2 \cdot 50 = 0,0037 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Об'єм нагнітальної порожнини:

$$W_{сж} = \frac{W_{\max}}{\pi^{n_{сж}}} = \frac{0,0016}{5^{1,1}} = 0,000037 \text{ м}^3;$$

Площа порожнини нагнітання:

$$f_{сж} = \frac{W_{сж}}{l} = \frac{0,0016}{0,05} = 0,032 \text{ м}^2;$$

Знаючи об'єм порожнини стиснення, можемо визначити кут розташування нагнітального патрубку: протабулюючи значення кута і площі стиснення в таблиці Excel, отримуємо кут стиснення:

$$\varphi = 320^\circ$$

Попередній розрахунок вала компресора.

Попередній розрахунок сталевого вала компресора полягає у визначенні діаметра його вихідного кінця із розрахунку на чисте крутіння по зниженій допустимій напрузі $[\tau_k] = 17 \dots 23$ МПа по формулі:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_k]}}$$

Визначимо крутний момент на валу:

$$T_{\text{дв}} = 9555 \cdot \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{дв}} = 9555 \cdot \frac{3}{1434} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр під муфту:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 17,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{\text{вх}} = 20$ мм.

Діаметр вала під посадку втулки $d_{\text{п}} = 20$ мм

Діаметр вала між роторами під втулку 30 мм.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

1.3 Розрахунок електромагнітної фрикційної муфти.

Принцип дії електромагнітних муфт заснований на використанні сил тертя, які створюються електромагнітом.

Відома велика кількість різних за конструкцією електромагнітних муфт. Прагнення збільшити надійність муфт призвело до побудови муфт з безконтактними струмопідводами. Опис різних за конструкцією електромагнітних муфт.

Розчеплення муфти після відключення котушки від джерела живлення відбувається за рахунок пружності зовнішнього диска. Сила пружності диска долає силу тяжіння від потоку статичного намагнічування диска і силу злипання від дії масляної плівки. Для цього ж кола фрикційні поверхні диска мають спіральні маслорозподільні канавки. Пакет фрикційних дисків відокремлює якір від корпусу муфти і тим самим збільшує магнітний опір магнітного кола.

Вихідні дані:

Таблиця 1.2 - Вихідні дані для розрахунку муфти

Перетин магнітопровода	0,6	см
Діаметр сердечника	4,9	см
Довжина сердечника	6	см

Продовження таблиці 1.2:

Величина зазору	0,5	см
Діаметр дроту	2,9	см

Вихідні дані приймаються з [2] по

табл 8.1 стр 149.

Для магнітного кола фрикційної муфти справедливий вираз: $\Phi = \frac{F}{R_m} = \frac{Iw}{R_m} = \frac{2,19 \cdot 400}{108} = 8,1 \text{ Вб}$

де Φ - магнітний потік, Вб;

F - магніторушійна сила;

R_m - магнітний опір муфти, 1/Ом·сек;

I - струм в керуючій обмотці, А;

w - число витків в обмотці.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

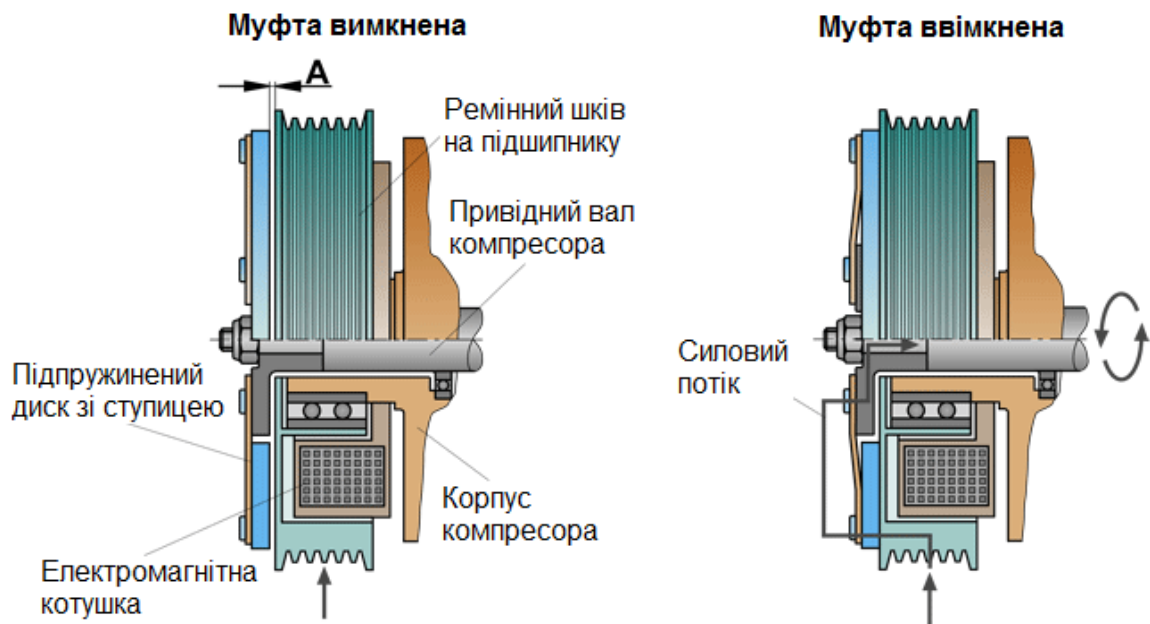


Рис.1.3 - Електромагнітна фрикційна дискова муфта

Магнітний опір розраховується за формулою:

$$R_m = \frac{l}{\mu S} + \frac{\delta}{\mu_0 S} = \frac{0,123}{0,6 \cdot 8,7 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,005}{12,5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,6} = 108 \text{ Ом.}$$

де l - довжина середньої лінії магнітопроводу, м;

$\delta = 0,5$ см - величина зазору;

$S = 0,6$ см - перетин магнітопроводу;

$\mu_0 = 2\pi \cdot 10^{-7}$ - магнітна стала, Гн/м, $\mu = \mu_0 \mu_r$,

μ_r - 700 абсолютна і відносна магнітна проникність сталі.

Магнітна індукція в магнітопроводі муфти: $B = \frac{\Phi}{S} = \frac{Iw}{\frac{l}{\mu} + \delta} = \frac{8,1}{0,6} = 13,1 \text{ мТл.}$

Звідси сумарна магніторушійна сила:

$$Iw = \Phi \left(\frac{l}{\mu S} + \frac{\delta}{\mu_0 S} \right) = 8,1 \cdot \left(\frac{0,123}{0,6 \cdot 8,7 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,5}{12,5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,6} \right) = 874,3 \text{ А.}$$

Для магнітного потоку можна написати наближену формулу:

$$\Phi = \frac{IwS\mu_0}{\delta} = \frac{874,3 \cdot 0,6 \cdot 12,5 \cdot 10^{-7}}{0,5} = 0,0013 \text{ Вб.}$$

Сила тяжіння якоря муфти:

$$P = 4 \cdot 10^5 B^2 S \quad (1.1)$$

					КМ 01К.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

де B - індукція, Тл;

S – площа дотику, м.

Якщо використовувати наближену формулу, то вираз для сили тяжіння якоря:

$$P = 4 \cdot 10^4 \cdot \left(\mu_0 \frac{Iw}{\delta} \right)^2 S = 4 \cdot 10^4 \cdot \left(12,5 \cdot 10^{-7} \frac{874}{0,5} \right)^2 = 9,5.$$

Крутний момент, що передається муфтою:

$$M_{кр} = \mu_{ТР} R_{ср} (m-1) P \frac{1}{k_3} = 0,4 \cdot 50 \cdot 10^{-4} (1-1) 9,5 \cdot \frac{1}{2} = 57 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

де $\mu_{ТР} = 0,4$ - коефіцієнт тертя,

m - число дисків муфти;

$R_{ср} = 50$ мм середній радіус дисків;

$k_3 = 2$ - коефіцієнт запасу по крутному моменту.

Підставляємо значення сили тяжіння якоря:

$$M_{кр} = 4 \cdot 10^5 \cdot \mu_{ТР} \cdot R_{ср} (m-1) B^2 S \frac{1}{2} = 4 \cdot 10^5 \cdot 0,4 \cdot 50 \cdot 10^{-4} (1-1) \cdot 0,8^2 \cdot 5 \cdot 10^{-2} \frac{1}{2} = 12 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо число дисків, виходячи із заданого крутного моменту:

$$n = 1 + \frac{M_{кр} k_3}{4 \cdot 10^4 \mu_{ТР} R_{ср} S B^2} = 1 + \frac{12 \cdot 15}{4 \cdot 10^4 \cdot 0,4 \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 50 \cdot 10^{-4} \cdot 0,8^2} = 1.$$

де $R_{ср}$ - середній радіус дисків, м;

S – площа дотику, м;

B – магнітна індукція, Тл.

Магнітну індукцію в дисках приймаємо рівною магнітній індукції в повітряному зазорі $B_\delta = B$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

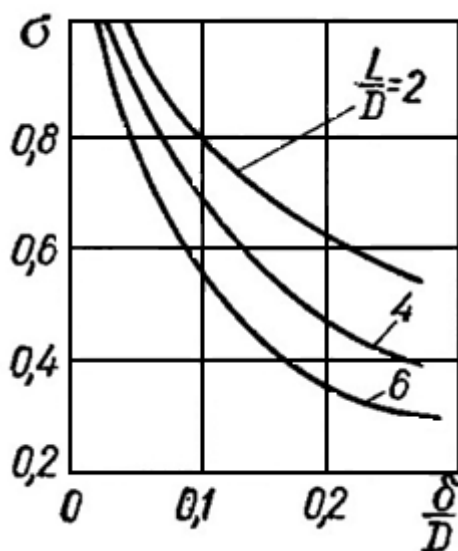


Рис. 1.4 - Криві залежності коефіцієнта розсіювання в муфті від величини зазору і довжини сердечника.

За коефіцієнтом розсіювання $\sigma=0,6$, вибираємо з графіків (рис. 1.4), підраховують магнітну індукцію в магнітопроводі корпусу і якоря:

$$B_K = \frac{B}{\sqrt{\sigma}} = \frac{0,8}{\sqrt{0,6}} = 1,03 \text{ тл} \quad B_Y = \sqrt{\sigma B} = \sqrt{0,6 \cdot 0,8} = 0,69 \text{ тл.}$$

Бічна поверхня охолодження котушки S_δ дорівнює сумі бічних циліндричних поверхонь паза під котушку і плоского кільця підставки:

$$S_\delta = 2\pi \cdot (R_{KT} h_{KT} + R_{KT_2} h_{KT_2}) + \pi(R_{KT}^2 - R_{KT_2}^2) = 2 \cdot 3,14(1,9 \cdot 2 + 0,9 \cdot 2) + 3,14(1,9^2 + 0,9^2) = 43,9 \text{ см}^2;$$

Визначають допустиму потужність розсіювання тепла котушкою:

$$P_d = \alpha S_\delta \Delta\Theta = 15 \cdot 10^{-4} \cdot 80 \cdot 43,9 = 5,9 \text{ Вт.}$$

де $\alpha = 15 \cdot 10^{-4} \text{ Вт} / (\text{см}^2 \cdot \text{град})$ - коефіцієнт тепловіддачі;

$\Delta\Theta = 80^\circ \text{C}$ - допустима температура перегріву.

Виходячи з розмірів вікна, визначають число витків обмотки:

$$w = \frac{Q}{\pi d^2} k_{зан} = \frac{874,3}{3,14 \cdot 2,9^2} \cdot 2 = 192.$$

де Q - взято с [3] табл. 8.1 с 149,

d - діаметр дроту.

Підраховують опір обмотки:

$$R = \frac{\rho l_{ep} w}{\pi d^2} = \frac{0,0175 \cdot 12,3 \cdot 192}{3,14 \cdot 2,9^2} = 7,5 \text{ Ом.}$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

де $\rho = 0,0175$ – питомий опір дроту мідного взятого з табл. 8.2 [2] с 150,
 l_{cp} - середня довжина витка.

При постійній напрузі живлення обмотки $U = \cos t$ струм в обмотці

$$I = \frac{U}{R}. \quad (1.2)$$

Отже:

$$I_w = \frac{U \pi d^2}{\rho l_{cp}}. \quad (1.3)$$

Звідси знаходимо:

$$d = \sqrt{\frac{\rho l_{cp} I_w}{U \pi}} = \sqrt{\frac{0,0175 \cdot 12,3 \cdot 874,3}{380 \cdot 3,14}} = 0,125 \text{ см.}$$

де

$$I = \sqrt{\frac{P_d}{R}} = \sqrt{\frac{5,9}{7,5}} = 0,88 \text{ А.}$$

1.4 Динамічний розрахунок вала компресора.

Матеріал деталі – сталь 38ХА ГОСТ 4345-71

Властивості матеріалу:

$$\sigma_T = 640 \text{ МПа;}$$

$$\tau_T = 380 \text{ МПа;}$$

Розрахунок на статичну міцність. Перевірку статичної міцності виконують з метою попередження пластичних деформацій в період дії короточасних перевантажень (наприклад, при пуску, розгоні, реверсуванні, гальмуванні, спрацюванні зливного пристрою). [3, стор. 165]

Величина навантаження залежить від конструкції передачі (приводу). Так при наявності запобіжної муфти величину перевантаження визначає момент, при якому ця муфта спрацює. При відсутності запобіжної муфти можливе перевантаження умовно приймають рівною перевантаженню при пуску приводного двигуна. [3, стор. 165].

У розрахунку використовують коефіцієнт перевантаження:

$$K_{\Pi} = T_{\max}/T, \quad (1.4)$$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		17

де T_{\max} - максимальний короткочасний діючий крутний момент (момент перевантаження); T - номінальний (розрахунковий) крутний момент. [3, стор. 165]

Коефіцієнт перевантаження вибирається по довідковій таблиці 24.9 [3]. Для обраного двигуна:

$$K_{\Pi} = 2,4 .$$

У розрахунку визначають нормальні σ і дотичні τ напруження в перерізі вала при дії максимальних навантажень:

$$\sigma = 103M_{\max}/W + F_{\max}/A; \quad (1.5)$$

$$\tau = 103M_{\text{кmax}}/W_{\text{к}}.$$

де $M_{\max} = K_{\Pi} \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ - сумарний згинальний момент, Н·м;

$M_{\text{кmax}} = T_{\max} = K_{\Pi} T$ - крутний момент,

Н·м; $F_{\max} = K_{\Pi} F$ - осьова сила, Н;

W и $W_{\text{к}}$ - моменти опору перерізу вала при розрахунку на вигин і крутіння, мм³;

A - площа поперечного перерізу, мм². [3, стор. 166].

Коефіцієнти запасу міцності по нормальних і дотичних напруг (межі плинності σ_T і τ_T матеріалу см. табл. 10.2[3]) [3, стор. 166]:

$$S_{T\sigma} = \sigma_T/\sigma; S_{T\tau} = \tau_T/\tau. \quad (1.6)$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності за межею текучості при спільній дії нормальних і дотичних напружень [3, стр. 166]

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}, \quad (1.7)$$

Статичну міцність вважають забезпеченою, якщо $S_T \geq [S_T]$, де $[S_T] = 1,3...2$ - мінімально допустиме значення загального коефіцієнта запасу по плинності (призначають в залежності від відповідальності конструкції і наслідків руйнування вала, точності визначення навантажень і напруг, рівня технології виготовлення і контролю). [3, стор. 166].

Моменти опору W при вигині, $W_{\text{к}}$ при крученні і площа A обчислюють за нетто-перетину для вала з одним шпонковим пазом [3, стор. 166]:

$$W = \pi d^3/32 - bh(2d-h)^2/(16d); \quad (1.8)$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

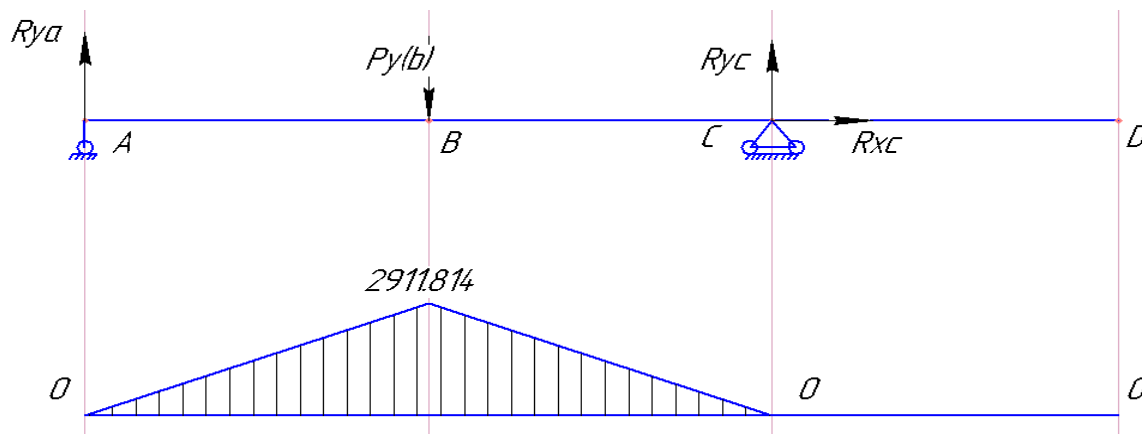
$$W_k = \pi d^3/16 - bh(2d-h)^2/(16d); \quad (1.9)$$

$$A = \pi d^2/4 - bh/2. \quad (1.10)$$

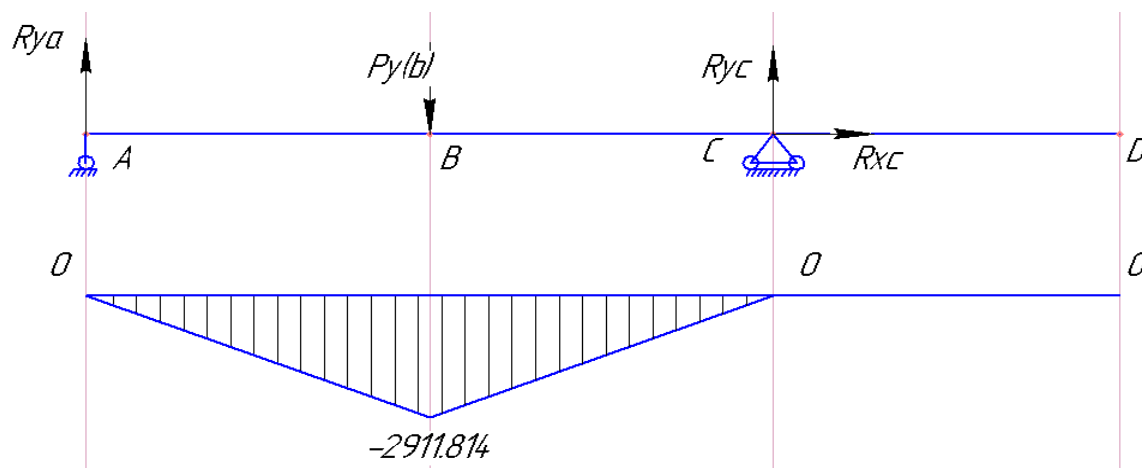
При розрахунках приймають, що насаджені на вал деталі передають сили і моменти валу на середині своєї ширини. [3, стор. 164].

Розрахунок на статичну міцність

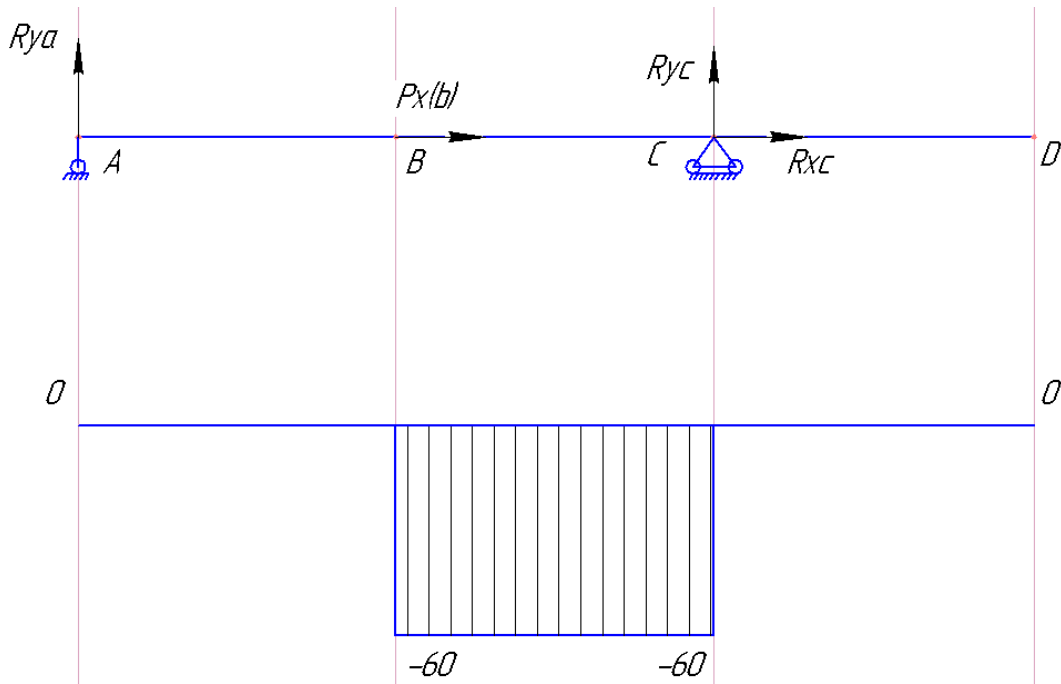
Розрахункова схема вала для побудови епюри M_x : [4]



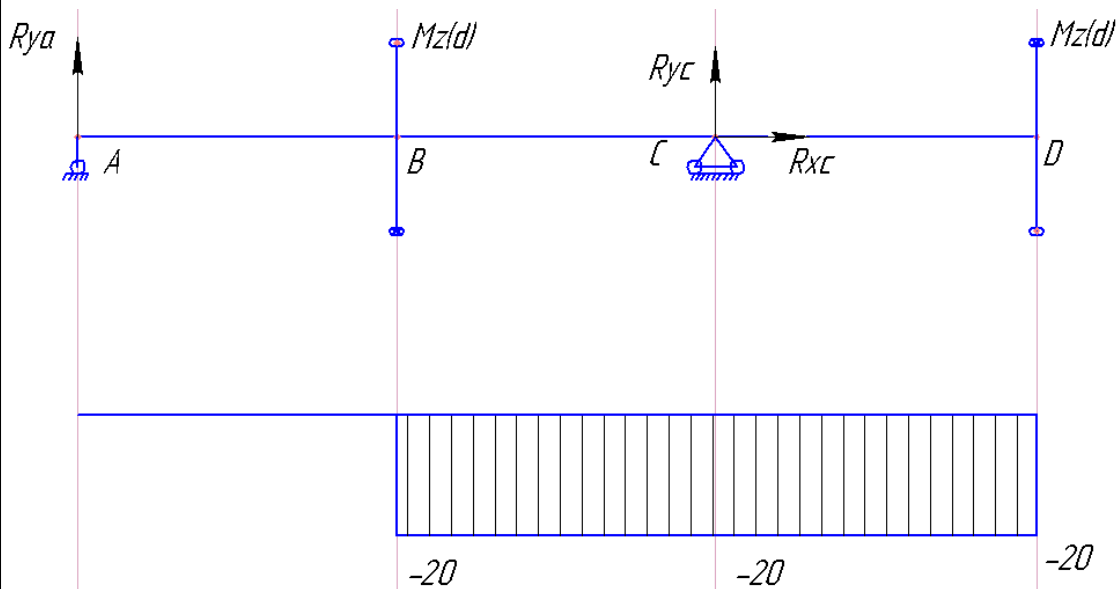
Розрахункова схема вала для побудови епюри M_y :



Розрахункова схема вала для побудови епюри N (осьові чинники):



Розрахункова схема вала для побудови епюри $M_{кр}$:



Очевидно, що небезпечним є місце, де вал ексцентриковий, в якому діють всі види внутрішніх факторів. Розглянемо його:

$$M_x = 2912 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_y = 2912 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$F = 60 \text{ Н};$$

$$M_k = 20 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\max} = 9883,7 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$F_{\max} = 2,4 \cdot 60 = 144 \text{ Н};$$

$$M_{k\max} = 2,4 \cdot 20 = 48 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розрахунковий діаметр в перерізі вала-ексцентрика: $d = 78$ мм.

$$W = 46589.03 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = 93178.07 \text{ мм}^3;$$

$$A = 4778.36 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma = 0,24 \text{ МПа};$$

$$\tau = 0,52 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу:

$$S_{T\sigma} = 2666,67;$$

$$S_{T\tau} = 730,77;$$

Загальний коефіцієнт запасу::

$$S_T = 704,79.$$

1.5 Розрахунок клапана на нагнітання.

Вихідні дані

Холодильний агент	R134a
Температура випаровування ХА	$t_0 = 5^{\circ}C$
Температура конденсації ХА	$t_k = 65^{\circ}C$
Частота обертання вала компресора	$n = 50c^{-1}$
Тиск кипіння	$p_k = 0,62 \text{ МПа}$
Тиск випаровування	$p_o = 0,09 \text{ МПа}$

Запірним органом пелюсткового клапана служить консольна гнучка пластина з жорстко закріпленим кінцем. У закритому стані пластина вільно лежить на сідлі і закриває вікно або декілька вікон. Під дією перепаду тиску консольно закріплена пластина згинається і відкриває прохід в сідлі. Форми пластин можуть бути різноманітними. Шляхом зміни форми пластини конструктор може змінювати її жорсткість і налаштовувати клапан, не змінюючи товщини пластини. Пелюсткові клапани можуть виконуватися без обмежувача підйому, з обмежувачем підйому пластини або з обмежувачем тільки вільного кінця пластини.

Пелюсткові клапани мають великі прохідні перетини, малий мертвий об'єм. Їх застосовують в малих повітряних компресорах низького тиску і в холодильних компресорах, в тому числі в герметичних. Пластина пелюсткової клапана розташована практично перпендикулярно набігаючого потоку, тому пелюсткові клапани відносяться до непрямоточний клапанів. Однак потік газу в пелюсткових клапанах має всього один поворот на 90° , а не два повороти на 90° , як має місце в кільцевих, дискових і смугових клапанах. Це пояснює малі гідравлічні втрати в пелюсткових клапанах.

Товщина пластин пелюстковго клапана: $0,15 \dots 0,5$ мм, для розрахунку приймаємо $0,3$ мм.

Частота обертання валу: $n = 50 \text{ c}^{-1}$.

Відносні втрати потужності:

$$\frac{\Delta N}{N_i} = \frac{\delta_{\text{вс}} \cdot \left[1 + 2 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k}{k-1} \cdot \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = \frac{0,04 \cdot \left[1 + 2 \cdot 6,9^{\frac{1,1-1}{1,1}} \right]}{\frac{1,1}{1,1-1} \cdot \left(6,9^{\frac{1,1-1}{1,1}} - 1 \right)} = 0,065 = 6,5 \%$$

Ступінь стиснення:

$$\pi = \frac{p_{\kappa}}{p_o} = \frac{0,62}{0,09} = 6,9.$$

Число Маха, [2], с.8:

$$M_{\text{вс}} = 0,027 \cdot \pi^{0,727} \cdot \left(\frac{\Delta N}{N_i} \right)^{0,0008 \cdot \pi^4 - 0,0158 \cdot \pi^3 + 0,1092 \cdot \pi^2 - 0,3392 \cdot \pi + 0,925} =$$

$$= 0,027 \cdot 6,9^{0,727} \cdot 6,5^{0,0008 \cdot 6,9^4 - 0,0158 \cdot 6,9^3 + 0,1092 \cdot 6,9^2 - 0,3392 \cdot 6,9 + 0,925} = 0,24.$$

Уточнюємо число Маха, з урахуванням показника адіабати R134a:

$$M'_{\text{вс}} = 1,183 \cdot M_{\text{вс}} \cdot k^{-0,5} = 1,183 \cdot 0,24 \cdot \frac{1}{\sqrt{1,1}} = 0,27.$$

Коефіцієнт подачі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{\text{дп}} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{\text{нл}} = 0,65 \cdot 1,0 \cdot 0,85 \cdot 0,88 = 0,49.$$

де $\lambda_c = 1 - c \left[\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} - 1 \right]^{1,1} = 1 - 0,05 \cdot \left[\frac{(0,62)}{0,09} - 1 \right]^{1,1} = 0,65$ - об'ємний коефіцієнт подачі;

$c = 0,05$ - відносний мертвий об'єм;

									Лист
	$\lambda_{\text{дп}} = 1$ - коефіцієнт дроселювання;								22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

КМ 01К.00.00.00 ПЗ

$\lambda_w = 0,85$ - коефіцієнт нагріву;

$\lambda_{nl} = 0,88$ - коефіцієнт щільності.

Швидкість холодильного агента в клапанах:

$$c_{кл} = \frac{c_m \cdot F_n}{\Phi}, \quad (1.12)$$

де $C_m = \omega \cdot R_y = \frac{\pi n}{30} \cdot 0,0312 = 0,08 \text{ м/с}$ - середня швидкість пари в циліндрі.

Умовна швидкість пара в нагнітальній ступені:

$$C_{кл} = a_n \cdot M'_{вс} = 226 \cdot 0,27 = 61,02 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Швидкість звуку на нагнітальній ступені:

$$a_n = \sqrt{k \cdot R \cdot (273 + t_n)} = \sqrt{1,1 \cdot 143,05 \cdot 325} = 226 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де $R = 143,05 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - газова стала і $K=1,1$ - показник адіабати для R134a.

Необхідна еквівалентна площа прохідного перетину клапана:

$$\Phi = F_{II} \cdot \frac{C_m}{C_{кл}} = 0,0002 \cdot \frac{0,08}{61,02} = 3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2,$$

З іншого боку еквівалентна площа клапана:

$$\Phi = \alpha_{ц} \cdot f_{ц}, \quad (1.13)$$

де $\alpha_{ц}$ - коефіцієнт витрати щілини. Для прямоточних автоматичних клапанів

$\alpha_{ц} = 0,75 - 0,91$,

Площа прохідного перерізу щілини:

$$f_{ц} = \frac{\Phi}{\alpha_{ц}} = \frac{3 \cdot 10^{-7}}{0,75} = 4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 = 0,4 \text{ мм}^2.$$

Максимальна висота підйому пластини визначається в залежності від частоти обертання коленвала $n = 50 \text{ с}^{-1}$. Приймаємо $h_{\text{max}} = 1,8 \dots 2 = 2 \text{ мм}$.

1.6 Розрахунок сальникового ущільнення.

Для розрахунку і проектування ми вибираємо торцеве ущільнення.

Площа контакту торцевого ущільнення визначається за такою формулою:

$$S_c = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (32^2 - 25^2) = 313 \text{ мм}^2,$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

де D_1 - внутрішній діаметр кільця пари тертя торцевого ущільнення,

D_2 - зовнішній діаметр кільця пари тертя торцевого ущільнення.

Питомий контактний тиск в парі тертя торцевого ущільнення від зусилля пружини стиснення обчислюється за формулою:

$$q_{cs} = \frac{F_{cs}}{S_c} = \frac{60}{313} = 0,19 \text{ Н/мм.}$$

де F_{cs} - зусилля від пружини стиснення торцевого ущільнення валу, що обертається.

Контактний тиск в парі тертя торцевого ущільнення визначається за формулою:

$$p_c = \frac{1}{S_c} \left[q_{cs} \cdot S_c + \Delta p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[D_2^2 - \left(\frac{D_1 + d}{2} \right)^2 \right] - \Delta p \cdot a \cdot S_c \right] =$$
$$= \frac{1}{313} \left[0,19 \cdot 351 + 0,03 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[1024 - \left(\frac{25 + 24}{2} \right)^2 \right] - 0,03 \cdot 0,5 \cdot 313 \right] = 0,23 \text{ Па.}$$

де Δp - перепад тиску робочої рідини на торцевому ущільненні,

d - діаметр вала під установку торцевого ущільнення.

a - коефіцієнт розподілу тиску в парі тертя торцевого ущільнення (зазвичай для спрощення розрахунку беруть $a = 0,5$). Цей коефіцієнт уточнюється виходячи з розрахункового розподілу статичного тиску робочої рідини в зазорі пари тертя торцевого ущільнення.

Коефіцієнт гідравлічного навантаження торцевого ущільнення валу оцінюється за формулою:

$$K = \left[D_2^2 - \left(\frac{D_1 + d}{2} \right)^2 \right] \cdot \left(S_c \cdot \frac{4}{\pi} \right)^{-1} = \left[1024 - \left(\frac{25 + 24}{2} \right)^2 \right] \cdot \left(313 \cdot \frac{4}{\pi} \right)^{-1} = 2,13.$$

При $K \geq 1$ вважається, що торцеве ущільнення вала є Гідравлічна навантаженим.

Середній діаметр в парі тертя торцевого ущільнення обчислюється за формулою:

$$D_{mid} = \frac{(D_2 + D_1)}{2} = \frac{(32 + 25)}{2} = 28,5 \text{ мм.}$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Лінійна швидкість на середньому діаметрі пари тертя торцевого ущільнення визначається за формулою:

$$V = \frac{\pi \cdot D_{\text{mid}} \cdot n}{6000} = \frac{\pi \cdot 28,5 \cdot 50}{6000} = 0,74 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де n - кутова швидкість обертання валу [1/хв].

Початкове наближення величини зазору в парі тертя торцевого ущільнення оцінюється за наступною емпіричною формулою:

$$h = C \cdot \sqrt[3]{\frac{V}{p_c}} + h_0 = 0,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,74}{0,23}} + 0 = 1,03 \text{ мм.}$$

де h_0 - початковий зазор в парі тертя торцевого ущільнення при

$v = 0$ м/с, зазвичай визначається виходячи з неплоскостності і шорсткості робочих поверхонь кілець пари тертя торцевого ущільнення валу насоса,

C - коефіцієнт, що залежить від властивостей робочої рідини, для фреону знаходиться в межах [0,6...0,8].

Величина зазору в парі тертя торцевого ущільнення уточнюється виходячи з деформацій кілець пари тертя, які в свою чергу залежать від діючих навантажень.

Фактор навантаження в парі тертя торцевого ущільнення оцінюється за формулою:

$$G = \frac{\mu(t) \cdot V \cdot b}{p_c \cdot S_c} = \frac{0,6874 \cdot 0,74 \cdot 0,035}{0,23 \cdot 313} = 2,47e - 4.$$

де (t) - динамічна в'язкість робочої рідини при її

температурі в зазорі пари тертя торцевого ущільнення.

b - ширина контактного паска тертя торцевого ущільнення, визначається як: $b = [D_2 - D_1]/2$.

Діапазон $G \sim [3e-8...4e-7]$ є рекомендованим і приблизно відповідає гранично-рідинного режиму тертя в парі тертя торцевого ущільнення валу.

Оціночна величина витоку робочої рідини через пару тертя торцевого ущільнення валу, що обертається, приблизно оцінюється за формулою:

$$U = \frac{1}{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \cdot \frac{1}{\mu(t_c)} \cdot h^3 \cdot \left[\frac{1,885 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p - 7,752 \cdot 10^{-19} \cdot \rho(t_c) \cdot n^2}{\cdot [(D_2)^2 - (D_1)^2]} \right] =$$

					КМ 01К.00.00.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$= \frac{1}{\ln\left(\frac{32}{25}\right)} \cdot \frac{1}{0,6874} \cdot 103^3 \cdot \left[\frac{1,885 \cdot 10^{-4} \cdot 0,03 - 7,752 \cdot 10^{-19} \cdot 0,3412 \cdot 50^2}{[(32)^2 - (25)^2]} \right]$$

$$= 0,0027 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Де розмірності для цієї формули: Δp [Бар], n [1/хв], D [мм], h [мкм], (t_c) [Па с], (t_c) [кг/м³].

Реальна величина витoku робочої рідини може перевищувати розрахункову в 2...10 разів.

1.7 Розрахунок підшипників ковзання.

Потрібно виконати розрахунок підшипника ковзання ротаційного компресора, що працює в режимі рідинного тертя за наступними даними:

- радіальна сила $F_r=145$ кН,
- частота обертання вала $n=3000$ об/мин,
- кут охоплення $\beta=180^\circ$,
- чистота обробки контактної поверхні шийки вала $Ra_1=1$ мкм і вкладиша $Ra_2=1$ мкм,
- мастильний матеріал ОМГІ,
- температура масла в гідросистемі $t_0=50C^\circ$,
- тиск масла в гідросистемі $p_e=0,18$ МПа,
- масло подається в ненавантажену частину підшипника.

Розрахунок

Умови роботи підшипника ковзання в істотній мірі залежать від якості обробки поверхонь, що труться. Шорсткість поверхні характеризується параметрами Ra і Rz . Тут Ra - середнє арифметичне відхилення профілю в межах базової довжини, Rz - висота мікронерівностей профілю по десяти точках в межах базової довжини [3]. Можна вважати, що $Rz \cong 4Ra$, тому маємо:

$$Rz_1 = 4 \text{ мкм}, Rz_2 = 4 \text{ мкм}.$$

Кутова швидкість обертання валу:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,1416 \cdot 3000}{30} = 114,15 \text{ с}^{-1}.$$

Окружна швидкість обертання валу:

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} = 114,15 \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 17,12 \text{ м/с}.$$

Відносний зазор:

$$\psi = \frac{2\delta}{d} \tag{1.14}$$

(де d - абсолютний зазор) обчислюємо за рекомендованою залежності

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{v} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{17,12} = 1,627 \cdot 10^{-3}.$$

Визначаємо абсолютний радіальний зазор:

$$\delta = \frac{\psi \cdot d}{2} = \frac{1,627 \cdot 10^{-3} \cdot 300}{2} = 1,244, \text{ мм}.$$

Усі наступні обчислення необхідно проводити, ґрунтуючись на відомій температурі масла в підшипнику, так як ця температура визначає в'язкість масла і, отже, навантажувальну здатність підшипника.

На першому етапі обчислень температура масла в підшипнику не відома (але завжди вище, ніж в гідросистемі). Доводиться ставити її початкове наближення з наступним уточненням фактичної температури масляного шару. Тобто, завдання розрахунку підшипника ковзання є ітераційним завданням.

При першій ітерації температуру масла приймаємо рівною $t^1 = 55^\circ \text{C}$. Для сорту масла ОМТІ при вказаній температурі за графіками, наведеними на малюнках А.1 – А.3 [5]

- динамічну в'язкість $\mu = 0,02 \text{ Па} \cdot \text{с}$,
- щільність $\rho = 1130 \text{ кг/м}^3$,
- теплоємність $c = 1800 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}$.

Коефіцієнт навантаженості підшипника визначаємо за формулою:

$$\Phi_r = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d} = \frac{145 \cdot 10^3 \cdot (1,627 \cdot 10^{-3})^2}{0,02 \cdot 114,15 \cdot 0,23 \cdot 0,3} = 2,437.$$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		27

Використовуючи таблицю А.1 [5], для заданого кута охоплення $\beta = 180^\circ$ за отриманим значенням Φ_r і стосовно $b/d = 0,76$ шляхом лінійної інтерполяції знаходимо величину відносного ексцентриситету $\varepsilon = 0,693$.

Мінімальну товщину масляного шару в підшипнику визначаємо за формулою:

$$h_{\min} = \delta(1 - \varepsilon) = 1,244(1 - 0,693) = 0,381 \text{ мм.}$$

Умова, при якому відсутній безпосередній контакт рухомих поверхонь, має вигляд:

$$h_{\min} > h_{\min 0}, \quad (1.15)$$

де $h_{\min 0}$ — мінімально допустимий (критичний) зазор, при якому в підшипнику зберігається режим рідинного тертя. Ця величина визначається за формулою

$$\begin{aligned} h_{\min 0} &= R_{z1} + R_{z2} + 0,5(Hu_1 + Hu_2) + \delta_s = 0,004 + 0,004 + 0,5(0,025 + 0,03) + 0 = \\ &= 0,0355 \text{ мм.} \end{aligned}$$

При обчисленні $h_{\min 0}$ значення прогину осі вала на ширині підшипника δ_s приймалося рівним нулю, т. к. в даному випадку навантаження на вал і схема його спирання невідомі. У разі, коли ці параметри відомі, величину прогину можна визначити, виконавши автоматизований розрахунок вала. З отриманих результатів видно, що в нашому випадку рідинний режим тертя в підшипнику забезпечується,

$$h_{\min} = 0,381 \text{ мм} > h_{\min 0} = 0,0355 \text{ мм.}$$

Переходимо до визначення коефіцієнта тертя в підшипнику. Він обчислюється за формулою:

$$f = \left[\frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \left(\frac{b}{d} \right)^{1,5} \right] \cdot \psi = \left[\frac{3,1416}{2,437} + 0,55 \left(\frac{230}{300} \right)^{1,5} \right] \cdot 1,627 \cdot 10^{-3} = 2,698 \cdot 10^{-3}.$$

Потужність, що виділяється в підшипнику за рахунок тертя:

$$P = F_r \cdot f \cdot v = 145 \cdot 2,698 \cdot 10^{-3} \cdot 17,12 = 6,698 \text{ кВт.}$$

Момент сил тертя:

$$T_f = \frac{P}{\omega} = \frac{6698,12}{114,15} = 58,678 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Коефіцієнт опору обертанню:

$$\xi = \frac{2\psi \cdot T_f}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 1,627 \cdot 10^{-3} \cdot 58,678}{0,02 \cdot 114,15 \cdot 0,23 \cdot 0,30^2} = 4,04.$$

Виконаємо розрахунок витрати масла в підшипнику. Коефіцієнт окружної витрати масла в підшипнику:

$$q_0 = 0,25 - 0,25\varepsilon = 0,25 - 0,25 \cdot 0,693 = 0,07675.$$

Коефіцієнт торцевої витрати масла в зоні навантаження при $b =$ визначаємо по таблиці з використанням лінійної інтерполяції в залежності від відносного ексцентриситету ε і b/d ; в даному випадку він дорівнює $q_1 = 0,14444$

Коефіцієнт торцевої витрати в ненагруженій зоні не визначається. У нашому випадку $q_2 = 0$, т. я. підведення масла здійснюється в ненагруженій частині підшипника.

β — коефіцієнт, що визначається за таблицею в залежності від b і ε $\beta = 0,3795$

Прийміть температуру в змащувальному шарі:

$$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu}{c \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1} = \frac{4,04 \cdot 114,15 \cdot 0,02}{1800 \cdot 1130 \cdot (1,627 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,14444} = 11,86^\circ \text{C}.$$

Температура масла при вході в мастильний шар:

$$t^* = t_0 + \Delta t \frac{q_0}{q_1} = 50 + 11,76 \frac{0,0767}{0,14444} = 56,244^\circ \text{C}.$$

Середня температура масла в зазорі:

$$t_m^1 = t^* + 0,5\Delta t = 56,244 + 0,5 \cdot 11,86 = 62,174^\circ \text{C}.$$

Вже згадана ітерація проводилася в припущенні, що температура масла дорівнює $t^1 = 55^\circ \text{C}$, а отримана в результаті обчислень середня температура масла $t_m^1 = 62,174^\circ \text{C}$ відрізняється від прийнятої спочатку, тому необхідно провести другу ітерацію. В якості вихідної температури масла вибираємо $t'' = t_m^1 = 60^\circ \text{C}$.

Уточнюючи на графіку (рисунок А.1, [5]) значення в'язкості для цієї температури, знаходимо $\mu = 0,019 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Значення питомої теплоємності і щільності мастильних матеріалів не так істотно залежать від температури в даному інтервалі, тому їх уточнення не має особливого сенсу.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Далі виконуємо весь розрахунок, починаючи з розрахунку коефіцієнта навантаженості підшипника, заново.

Отримуємо

$$\Phi_r = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d} = \frac{145 \cdot 10^3 \cdot (1,627 \cdot 10^{-3})^2}{0,019 \cdot 114,15 \cdot 0,23 \cdot 0,3^2} = 2,565.$$

З таблиці [5]

$$\varepsilon = 0,707$$

Тоді

$$h_{\min} = \delta(1 - \varepsilon) = 0,295(1 - 0,707) = 0,364 \text{ мм.}$$

Умова відсутності безпосереднього контакту поверхонь виконується, так як $h_{\min} = 0,364 \text{ мм} > h_{\min 0} = 0,0355 \text{ мм}$.

Далі отримуємо:

$$f = \left[\frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \left(\frac{b}{d} \right)^{1,5} \right] \cdot \psi = \left[\frac{3,1416}{2,565} + 0,55 \left(\frac{230}{300} \right)^{1,5} \right] \cdot 1,627 \cdot 10^{-3} = 2,593 \cdot 10^{-3},$$

$$P = F_r \cdot f \cdot v = 145 \cdot 2,593 \cdot 10^{-3} \cdot 17,12 = 6,437 \text{ кВт,}$$

$$T_f = \frac{P}{\omega} = \frac{6,437 \cdot 10^3}{114,15} = 56,391 \text{ Н·м,}$$

$$\xi = \frac{2\psi \cdot T_f}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 1,627 \cdot 10^{-3} \cdot 56,391}{0,019 \cdot 114,15 \cdot 0,23 \cdot 0,3^2} = 3,883,$$

$$q_0 = 0,25 - 0,25\varepsilon = 0,25 - 0,25 \cdot 0,707 = 0,0732.$$

З таблиці [5] знаходимо $q_1 = 0,1444$

Потім визначаємо $q_2 = 0$,

$$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu}{c \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1} = \frac{3,883 \cdot 114,15 \cdot 0,019}{1800 \cdot 1130 \cdot (1,627 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,1444} = 10,829^\circ \text{C},$$

$$t^* = t_0 + \Delta t \frac{q_0}{q_1} = 50 + 10,829 \frac{0,0732}{0,1444} = 55,489^\circ \text{C},$$

$$t_m^1 = t^* + 0,5\Delta t = 55,489 + 0,5 \cdot 10,829 = 60,903^\circ \text{C}.$$

Вже згадана ітерація проводилася в припущенні, що температура масла дорівнює $t' = 60^\circ\text{C}$, а отримана в результаті обчислень середня температура масла $t_m^1 = 60,903^\circ\text{C}$ незначно відрізняється від прийнятої спочатку, тому необхідно необхідності проведення наступної ітерації немає.

Результати розрахунку для двох ітерацій представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Параметр	Результати при ітераціях	
	Ітерація 1	Ітерація 2
Прийняте значення середньої температури мастила $t^*, ^\circ\text{C}$	55	60
В'язкість мастила при середній температурі, $\text{Па} \cdot \text{с}$	0,02	0,019
Коефіцієнт навантаженості підшипника Φ_r	2,437	2,565
Відносний ексцентриситет e	0,693	0,707
Мінімальна товщина масляної плівки h_{\min}	0,381	0,364
Мінімально допустима товщина масляної плівки $h_{\min 0}$	0,0355	0,0355
Коефіцієнт тертя в підшипнику f	$2,698 \cdot 10^{-3}$	$2,593 \cdot 10^{-3}$
Потужність, що виділяється в підшипнику P , кВт	6,698	6,437
Момент сил тертя T_f , Н·м	58,678	56,391
Коефіцієнт опору обертанню ξ	4,04	3,883
Коефіцієнт окружної витрати мастила q_0	0,07675	0,0732
Коефіцієнт торцевої витрати мастила q_1 в зоні навантаження	0,1444	0,1444
Приріст температури в змащувальному шарі $\Delta t, ^\circ\text{C}$	11,861	10,829
Температура мастила на вході в мастильний шар $t^*, ^\circ\text{C}$	56,244	55,489
Середня температура мастила в зазорі $t_m, ^\circ\text{C}$	62,174	60,903

Остаточно маємо значення середньої температури масла в зазорі:

$$t_m = 60,903^\circ\text{C}.$$

Максимальна температура масла в зазорі:

$$t_{\max} = t^* + \Delta t = 55,489 + 10,829 = 66,318^{\circ}\text{C}.$$

Витрата масла, яка забезпечує працездатність підшипника:

$$Q = 0,5\psi \cdot \omega \cdot b \cdot d^2 \cdot (q_1 + q_2) = \\ = 0,5 \cdot 1,687 \cdot 10^{-3} \cdot 113,097 \cdot 0,35 \cdot 0,35^2 \cdot (0,1444 + 0) = 0,28 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

1.8 Розрахунок повітряного конденсатора (КПО).

Розрахунок конденсатора повітряного охолодження виконаний на ЕОМ із застосуванням програмного комплексу «Math CAD». Розрахунок і його результати наведені нижче:

При конструюванні КПО приймаємо такі вихідні дані:

Теплове навантаження на конденсатор:	5 кВт
Географічне розташування апарату:	Суми
Робоча речовина:	R134a, CH2FCF3
Температурний плюс конденсації:	14°C
Глибина підігріву повітря в апараті:	5°C
Зовнішній діаметр труби:	8 мм
Внутрішній діаметр труби:	6 мм
Діаметр ребра:	14 мм
Крок ребер:	3 мм
Товщина ребра:	0,8 мм
Матеріал труб:	Мідь
Матеріал ребер:	Алюміній
Товщина масляного шару:	0,25 мм
Теплопровідність масла:	0,12 Вт/м К
Питома теплота пароутворення	
Коефіцієнт теплопередачі	
Коефіцієнт динамічної в'язкості	
Питома щільність	

$$r = 155.759 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\lambda = 0.076 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Тепловий розрахунок конденсатора повітряного охолодження $\mu = 1.021 \times 10^{-4} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$

Вихідні дані:

$$\rho = 1.127 \times 10^3 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Температура зовнішнього повітря:

$$t_{\text{н.в.}} = 31 \cdot \text{°C}$$

Відносна вологість зовнішнього повітря:

$$\phi_{\text{н.в.}} = 70 \cdot \%$$

Визначаємо вологовміст зовнішнього повітря:

$$d_{\text{н.в.}} = 20.11 \cdot \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$

Визначаємо ентальпію зовнішнього повітря:

$$h_{\text{н.в.}} = 82.61 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо температуру мокрого термометра:

$$t_{\text{м}} = 26.35 \cdot \text{°C}$$

Температура повітря на вході в апарат:

$$t_{\text{вх}} = 31 \cdot \text{°C}$$

Температура повітря на виході з апарату:

$$t_{\text{вих}} = 36 \cdot \text{°C}$$

Температура конденсації х.а.:

$$t_{\text{cd}} = 45 \cdot \text{°C}$$

1. Діаметр труби біля основи:

$$d_0 = d_{\text{нтр}} + 2\delta_0 = 8 + 2 \cdot 1,5 = 11 \text{мм.}$$

2. Обчислюємо логарифмічну різницю температур:

$$\theta_{\text{л}} = \frac{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}}{\ln \left(\frac{t_{\text{cd}} - t_{\text{вх}}}{t_{\text{cd}} - t_{\text{вих}}} \right)} = \frac{36 - 31}{\ln \left(\frac{45 - 31}{45 - 36} \right)} = 11,316 \text{°C.}$$

3. Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату:

$$\omega_{\text{пов}} = 8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

4. Висота ребра:

$$h_{\text{реб}} = 0,5 \cdot (D_{\text{реб}} - d_{\text{нтр}}) = 0,5 \cdot (14 - 8) = 3 \text{мм.}$$

5. Площа поверхні одиночного ребра:

$$F_{\text{реб}} = \frac{\pi}{2} (D_{\text{реб}}^2 - d_0^2) + \pi \cdot D_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}} = \frac{3,14}{2} (14^2 - 11^2) + 3,14 \cdot 14 \cdot 0,8$$

$$= 152,996 \text{ мм}^2.$$

6. Площа поверхні труби між сусідніми ребрами:

КМ 01К.00.00.00 ПЗ

Лист

33

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$F_H = F_{\text{труби}} + F_{\text{ребра}} = 76,027 + 152,996 = 229,022 \text{ мм}^2.$$

7. Площа зовнішньої поверхні труби:

$$F_0 = \pi \cdot d_0 \cdot u_{\text{реб}} = 3,14 \cdot 11 \cdot 3 = 103,673 \text{ мм}^2.$$

8. Площа зовнішньої поверхні оребреної труби:

$$F_H = F_{\text{труби}} + F_{\text{ребра}} = 76,027 + 152,996 = 229,022 \text{ мм}^2.$$

9. Площа внутрішньої поверхні труби:

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{в тр}} \cdot u_{\text{реб}} = 3,14 \cdot 6 \cdot 3 = 56,549 \text{ мм}^2.$$

10. Обчислюємо ступінь оребрення:

$$\phi_H = \frac{F_{\text{труби}} + F_{\text{ребра}}}{F_0} = \frac{76,027 + 152,996}{103,673} = 2,209.$$

11. Обчислюємо коефіцієнт оребрення:

$$\beta = \frac{F_H}{F_{\text{вн}}} = \frac{229,022}{56,549} = 4,05.$$

12. Обчислюємо умовний геометричний розмір:

$$I_0 = \left(\frac{d_0}{\phi_H} \right) + \left(1 - \frac{1}{\phi_H} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{реб}}^2 - d_0^2) \right]^{0.5} =$$

$$= \left(\frac{11}{2,209} \right) + \left(1 - \frac{1}{2,209} \right) \cdot \left[\frac{3,14}{4} \cdot (14^2 - 11^2) \right]^{0.5} = 9,18 \text{ мм}.$$

13. Обчислюємо середню температуру повітря:

$$t_{\text{ср в}} = \frac{t_{\text{вих}} + t_{\text{вх}}}{2} = \frac{36 + 31}{2} = 33,5^\circ \text{C}.$$

14. Фізичні властивості повітря:

Питома щільність	$\rho_{\text{air}} = 1.152 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	$\nu_{\text{air}} = 1.624 \times 10^{-5} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	$\mu_{\text{air}} = 1.877 \times 10^{-5} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$
Коефіцієнт теплопередачі	$\lambda_{\text{air}} = 0.027 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Коефіцієнт температуропровідності	$a_{\text{air}} = 2.34 \times 10^{-5} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Число Прандтля	$\text{Pr}_{\text{air}} = 0.7$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		34

15. Обчислюємо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_{\text{пов}} \cdot I_0}{\vartheta_{\text{air}}} = \frac{8 \cdot 9.18}{1.624 \cdot 10^{-5}} = 4522.325.$$

16. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря по формулі, запропонованої за формулою В.Ф. Юдина,

- де коефіцієнти дорівнюють

$$C = 0.174 ; \quad m = 0.7 ; \quad n = 0.687 .$$

$C_s = 1$ - коефіцієнт, що враховує число труб уздовж потоку повітря

$C_s = 1$ - коефіцієнт що враховує компоновку

$$Nu = C \cdot C_z \cdot C_s \cdot \phi_n^{-m} \cdot Re^n = 0,147 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2,209^{-0,7} \cdot 4522,325^{0,687} = 32,44.$$

17. Обчислюємо конвективний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda_{\text{air}}}{I_0} = 95,473 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К.}}$$

18. Для визначення ефективності ребер, обчислюємо умовну висоту ребра:

$$h_{\text{ум}} = h_{\text{реб}} \cdot \left(1 + 0,805 \ln \left(\frac{D_{\text{реб}}}{d_{\text{н тр}}} \right) \right) = 3 \cdot \left(1 + 0,805 \ln \left(\frac{14}{8} \right) \right) = 4,351 \text{ мм.}$$

19. Обчислюємо безрозмірний комплекс:

$$mh = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta_{\text{реб}} \cdot \lambda_{\text{реб}}}} \cdot h_{\text{усл}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 95,473}{0,8 \cdot 0,076}} \cdot 4,351 = 0,138.$$

20. Ефективність ребра:

$$E = \frac{\tanh(mh)}{mh} = \frac{0.137}{0.138} = 0.994$$

21. Визначаємо приведенний коефіцієнт тепловіддачі для труб з ребрами:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр ор}} &= \alpha_k \cdot \left(\frac{F_{\text{ребр}} \cdot E}{F_{\text{н}}} + \frac{F_{\text{труб}}}{F_{\text{н}}} \right) = 95,473 \cdot \left(\frac{152,996 \cdot 0,994}{229,022} + \frac{76,027}{229,022} \right) \\ &= 95,084 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К.}} \end{aligned}$$

22. Записуємо залежність щільності теплового потоку з боку повітря від

температурного напору:					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$q_{н.в}(\theta_в) = \frac{\theta_в}{\frac{1}{\alpha_{пр\ op}} + \left(\frac{d_{н\ тр} - d_{в\ тр}}{2 \lambda_{тр}} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} \right) \frac{F_н}{F_о}} \frac{Вт}{м^2}.$$

23. Записуємо залежність щільності теплового потоку, з боку агента, віднесену до зовнішньої поверхні труби, по формулі Д.Чейто:

$$q_{н.а}(\theta_а) = 0,555 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda_м^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{в\ тр}}} \cdot \frac{F_{вн}}{F_н} \cdot \theta_а^{0,75} \frac{Вт}{м^2}.$$

24. Розрахунок температурного напору з боку агента:

$$\theta_а := \begin{cases} \theta_а \leftarrow 0 \cdot ^\circ\text{C} \\ \text{root}(q_{н.в}(\theta_л - \theta_а) - q_{н.а}(\theta_а), \theta_а) \end{cases} \quad \theta_а = 0,769 \cdot ^\circ\text{C}$$

25. Щільність теплового потоку з боку агента, віднесена до зовнішньої поверхні апарату вирішуємо через функцію:

$$q_{н.а}(\theta_а) = 0,555 \sqrt[4]{\frac{155,759 \cdot 1,127^2 \cdot 0,12^3 \cdot 0,25}{1,021 \cdot 10^{-4} \cdot 0,006}} \cdot \frac{56,549}{229,022} \cdot 0,769^{0,75} = 696,575 \frac{Вт}{м^2}.$$

26. Температурний напір з боку повітря:

$$\theta_в = \theta_л - \theta_а = 11,316 - 0,769 = 10,547^\circ\text{C}.$$

27. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації х.а.:

$$\alpha_а = 0,555 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda_м^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{в\ тр} \cdot \theta_а}} = 0,555 \sqrt[4]{\frac{155,759 \cdot 1,127^2 \cdot 0,12^3 \cdot 0,25}{1,021 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 0,769}} = 3667,728 \frac{Вт}{м^2\text{К}}.$$

28. Визначаємо потрібну зовнішню поверхню:

$$F_{нк} = \frac{Q_c}{q_н} = \frac{5000}{696,575} = 7,178 м^2.$$

29. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі до зовнішньої поверхні:

$$k_{нп} = \frac{q_н}{\theta_л} = \frac{696,575}{11,316} = 61,554 \frac{Вт}{м^2\text{К}}.$$

Компоновочний розрахунок конденсатора повітряного охолодження

30. Масова витрата повітря:

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$G_B = \frac{Q_c}{c_{p \text{ air}} (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})} = \frac{5000}{1004(36 - 31)} = 0,995 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

31. Об'ємна витрата:

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_{\text{air}}} = \frac{0,995}{1,152} = 0,856 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

32. Живий перетин:

$$F_{\text{ж.с}} = \frac{V_B}{\omega_{\text{возд}}} = \frac{0,856}{8} = 0,107 \text{м}^2.$$

33. Поверхня одного погонного метра оребреної труби:

$$F_{\text{п.м}} = \pi d_{\text{в.тр}} \beta = 3,14 \cdot 0,006 \cdot 4,05 = 0,076 \text{м}^2.$$

34. Число ребристих елементів в фронтальному перерізі:

$$n_{\text{р.е}} = \frac{F_{\text{ж.с}}}{F_{\text{рж}}} = \frac{0,107}{7,199 \cdot 10^{-6}} = 14853,053 \text{шт.}$$

35. Сумарна довжина труб в фронтальному перерізі:

$$\sum l_{\phi} = u_{\text{реб}} \cdot n_{\text{р.е}} = 0,003 \cdot 14853,053 = 44,589 \text{м.}$$

36. Площа вільного перетину на вході повітря:

$$S_{\phi} = \frac{F_{\text{ж.с}} \cdot S_1 \cdot u_{\text{реб}}}{F_{\text{рж}}} = \frac{0,107 \cdot 0,016 \cdot 0,003}{7,199 \cdot 10^{-6}} = 0,699 \text{м}^2.$$

37. Напір вентилятора:

$$H_B = 80 \text{Па,}$$

$$V_B = 3082,003 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

38. Орієнтовні геометричні розміри КПО

- ширина: $b = \left(\frac{S_{\phi}}{z}\right)^{0,5} = \left(\frac{0,699}{5,513}\right) = 0,078 \text{м.}$

- довжина: $l = b \cdot z = 0,43 \text{м.}$

39. Число труб в фронтальному перерізі пучка:

$$n_{\phi} = \frac{b}{S_1} = \frac{0,078}{0,016} = 16 \text{шт.}$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

40. Число труб уздовж потоку повітря:

$$n_{\phi} = \frac{\sum l_{\phi}}{L_{д} \cdot n_{\phi}} = \frac{44,589}{0,929 \cdot 16} = 3 \text{ шт.}$$

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ В СЕРЕДОВИЩІ ANSYS

2.1 Побудова 3-D моделі РККР.

3-D модель була побудована на основі даних, отриманих з технічних характеристик компресора.

Побудова 3-D моделі була проведена з максимально можливою деталізацією. Про це свідчить наявність деталізованих підшипників, пасів, для передачі крутного моменту з двигунів до валів, гвинтів, болтів та інших кріпильних деталей.

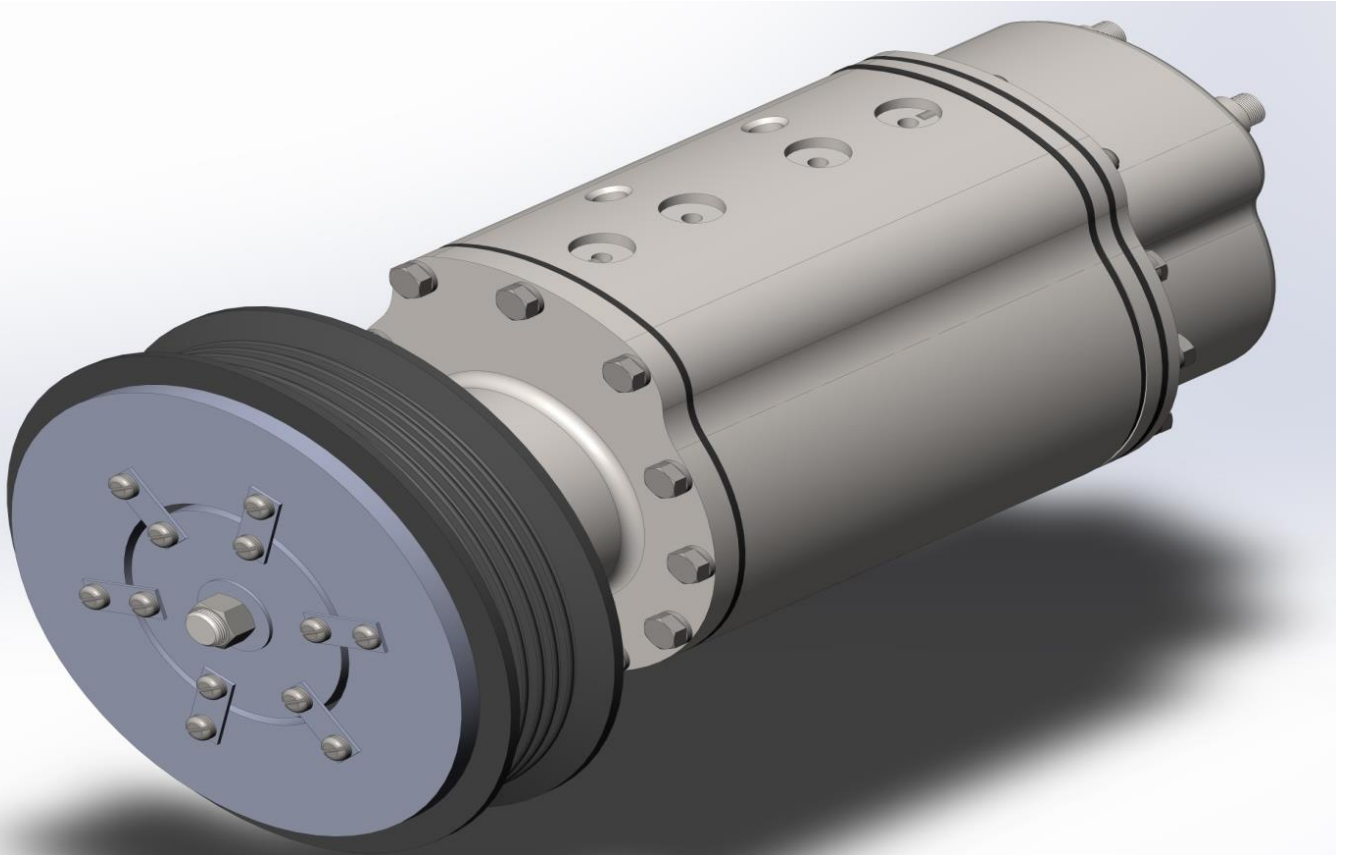


Рис.2.1 3-Д модель в зборі РККР

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

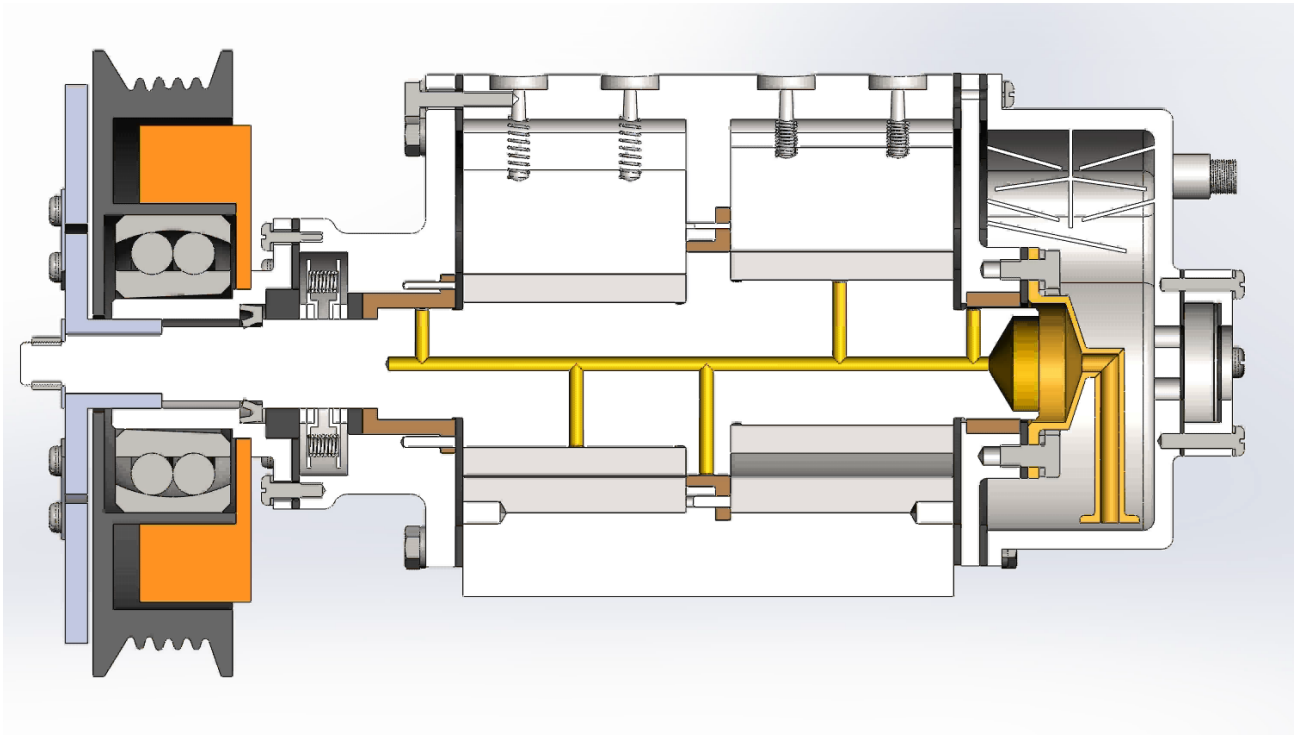


Рис.2.2 3-Д модель в зборі поздовжній розріз РККР

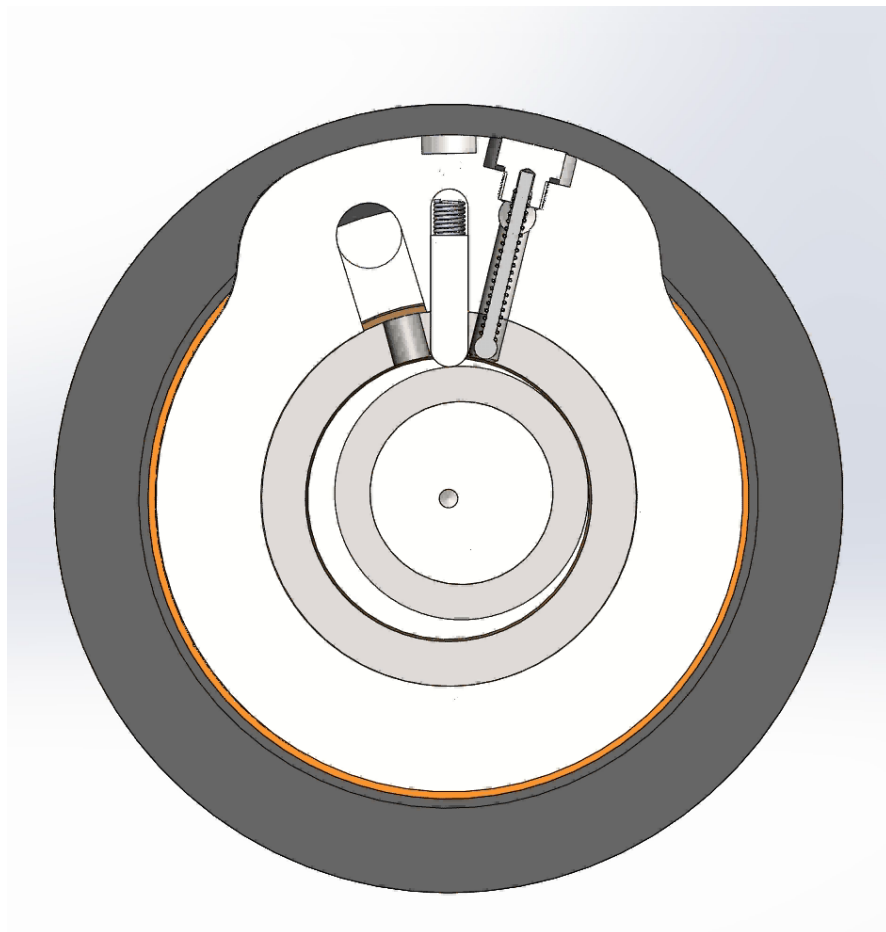


Рис.2.3 3-Д модель в зборі поперечний розріз РККР

			2.2	Спрощення моделі. КМ 01К.00.00.00 ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

При побудові спрощеної моделі РККР, було вирішено, для швидкості і простоти розрахунку, видалити усі гвинти, підшипники, заокруглення, отвори кріплення, майже всі складні форми, що не використовуються для закріплення елементів конструкції, та не мають істотного впливу на жорсткість верстата.

Деталі, що мають складну форму були спрощені до прямокутних форм, позбавлені виступів, впадин. Кріпильні отвори були видалені.

Деталі які не впливають на розрахунок та мають складну форму теж були видалені. Базова та спрощена 3-D моделі показані на рисунках 3.1 та 3.2 відповідно.

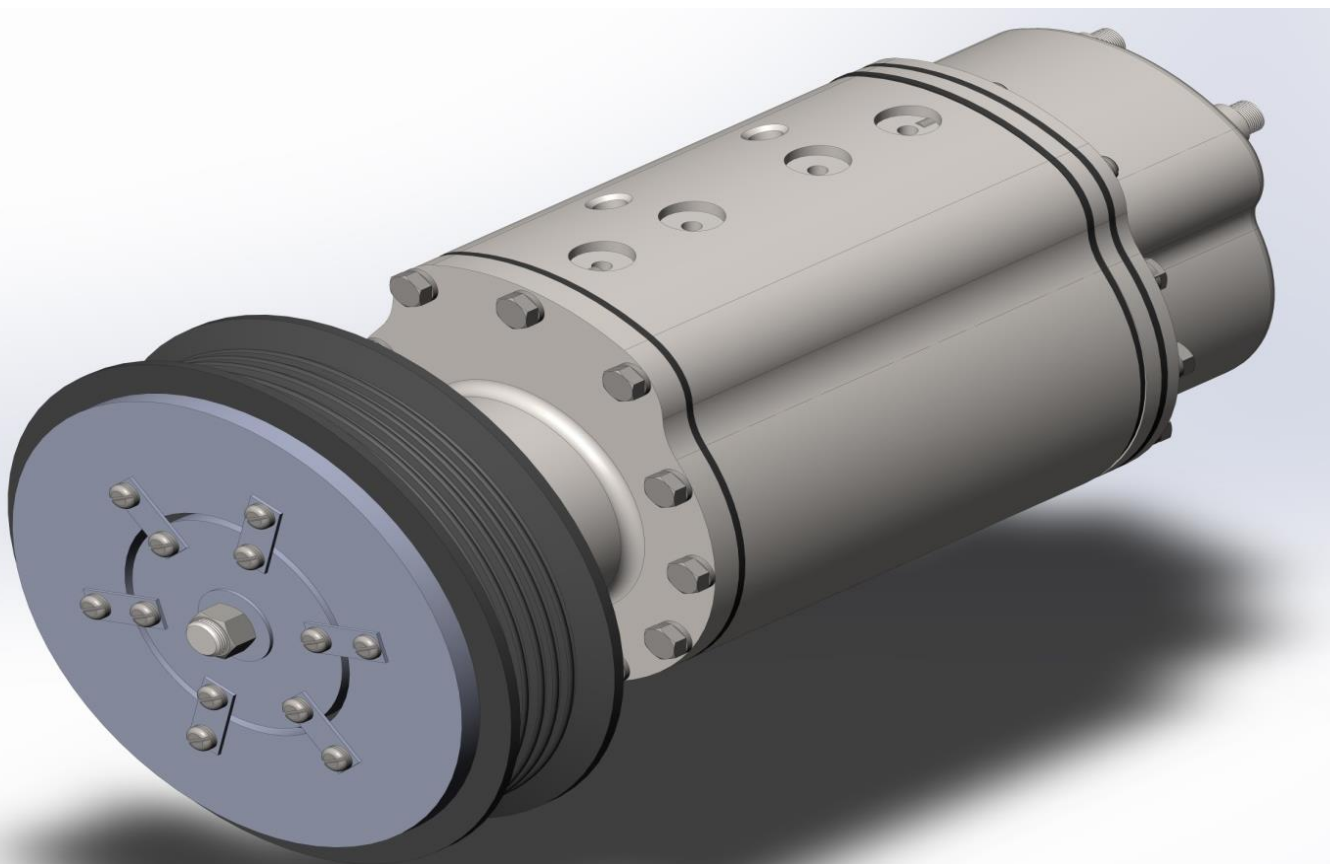


Рисунок 2.4 - Базова 3-D модель РККР

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

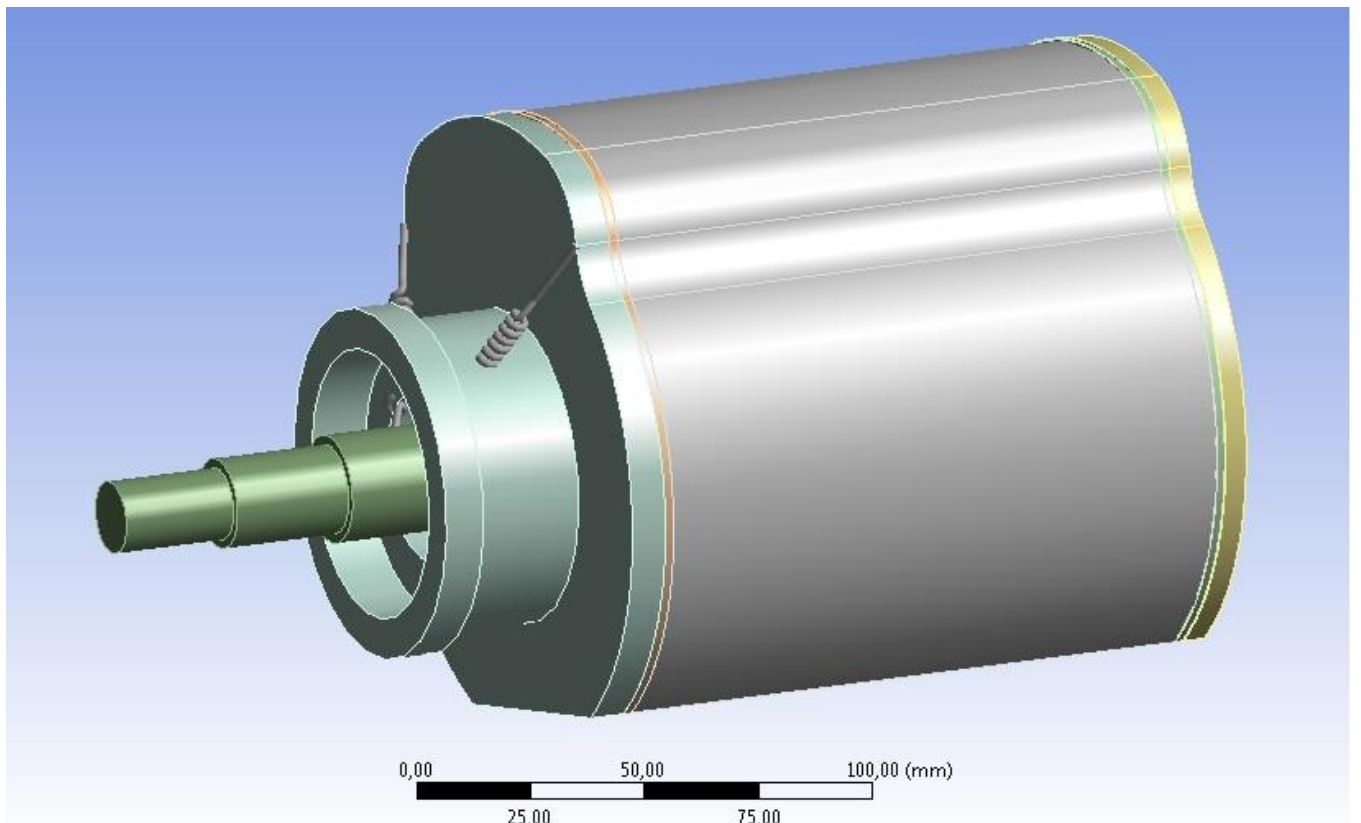
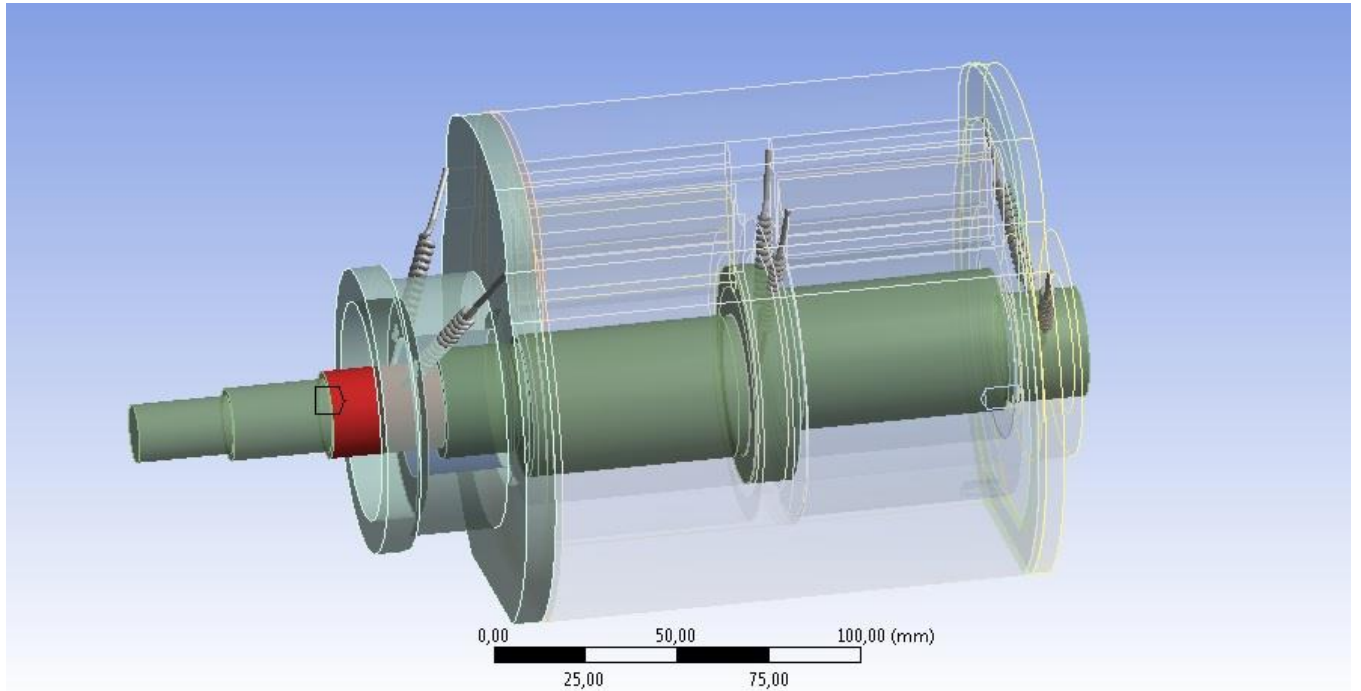


Рисунок 2.5 – 2.6 Спрощена 3-D модель РККР

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

2.3 Завдання зв'язків між деталями.

Для розрахунку моделі РККР, запускаємо середовище Ansys, створюємо проект дослідження Static Structural, під'єднуємо до нього дослідження Modal, і завантажуюмо 3-D модель у геометрію дослідження.

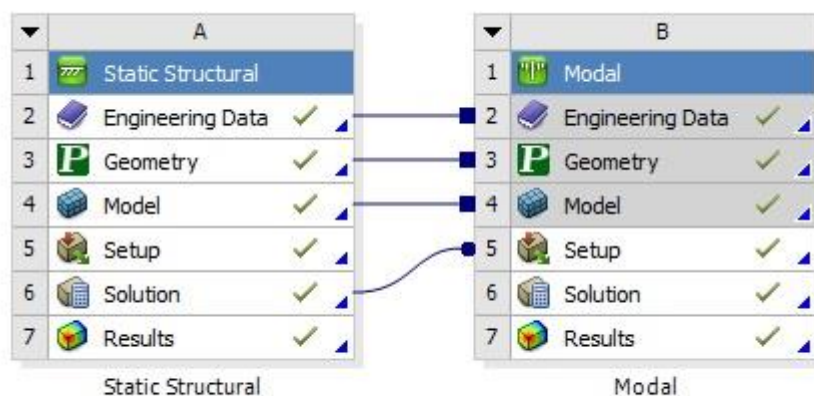


Рисунок 2.7 - Середовища Ansys із створеним проектом досліджень Static Structural та Modal

При завантаженні 3-D моделі у проект дослідження, Ansys автоматично створив зв'язки між деталями. Всі зв'язки, створені автоматично – Bonded. Встановлюємо в потрібних місцях замість Bonded тип зв'язку Frictional з необхідним коефіцієнтом тертя. Коефіцієнт тертя між деталями, що контактують між собою, зі змащуванням складає 0,15.

Замість зв'язків підшипників накладаємо три зв'язки типу Spring, розташовані перпендикулярно один до одного. Жорсткість пружини в радіальному напрямку складає динамічну жорсткість обраного підшипника. Для підшипників які служать для обертання вала та мають динамічну жорсткість рівною $1,65 \cdot 10^{10}$ Н/м.

В осьовому напрямку жорсткість пружини приблизно дорівнює 0,3 радіальної жорсткості.

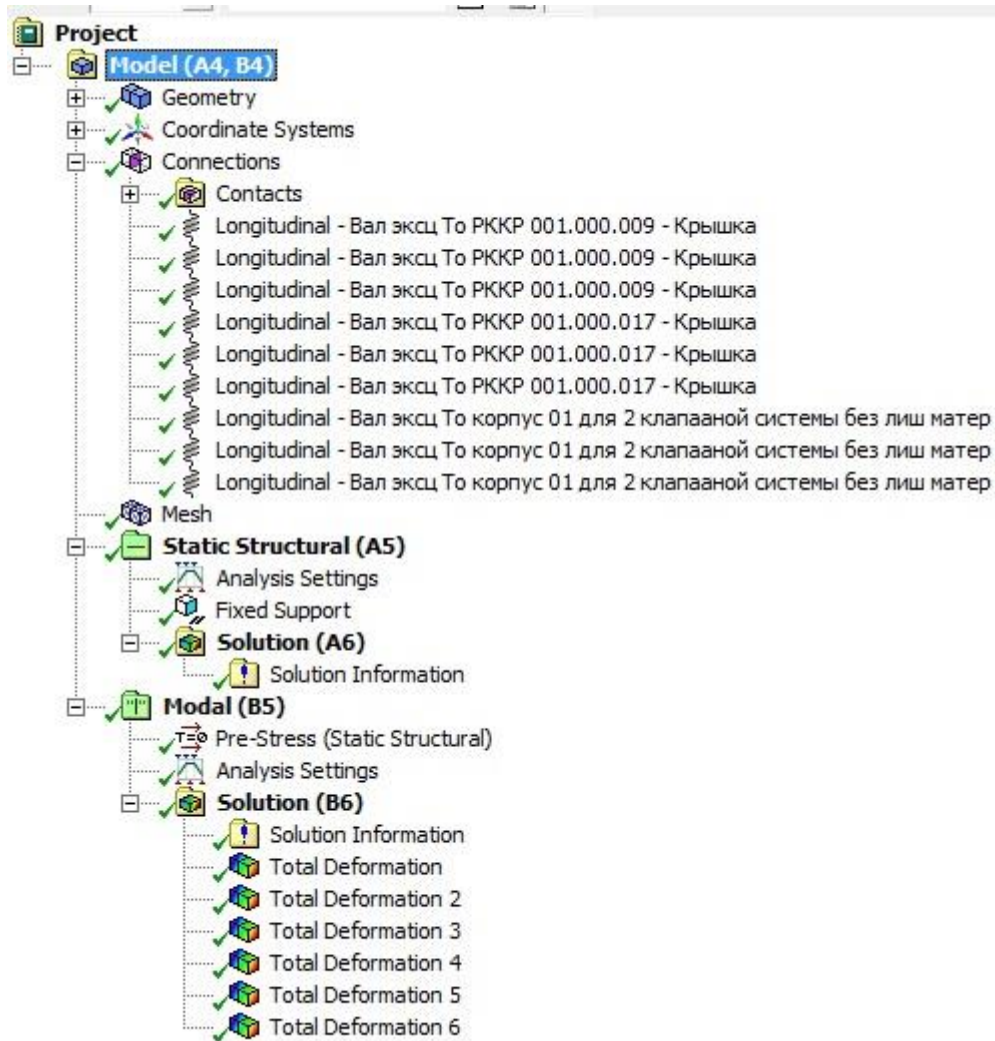


Рисунок 2.8 - Дерево зв'язків в середовищі Ansys

Закріплюємо модель РККР за ніжки за допомогою інструменту Fixed Support. Степені свободи, що обмежуються (три переміщення та три обертання) отримують значення «0».

2.4 Побудова скінченно-елементної сітки.

Будуємо скінченно-елементну сітку. Оскільки стандартна сітка досить дрібна, то було прийнято рішення про вибір розміру елемента. Чим більший розмір елемента – тим швидше буде здійснений розрахунок, і тим меншу точність він буде забезпечувати. Кількість елементів, оптимальна для розрахунку на ЕОМ, що є в наявності, складає $\approx 200\ 000$. Кількість елементів в даному конкретному дослідженні складає $\approx 64\ 294$.

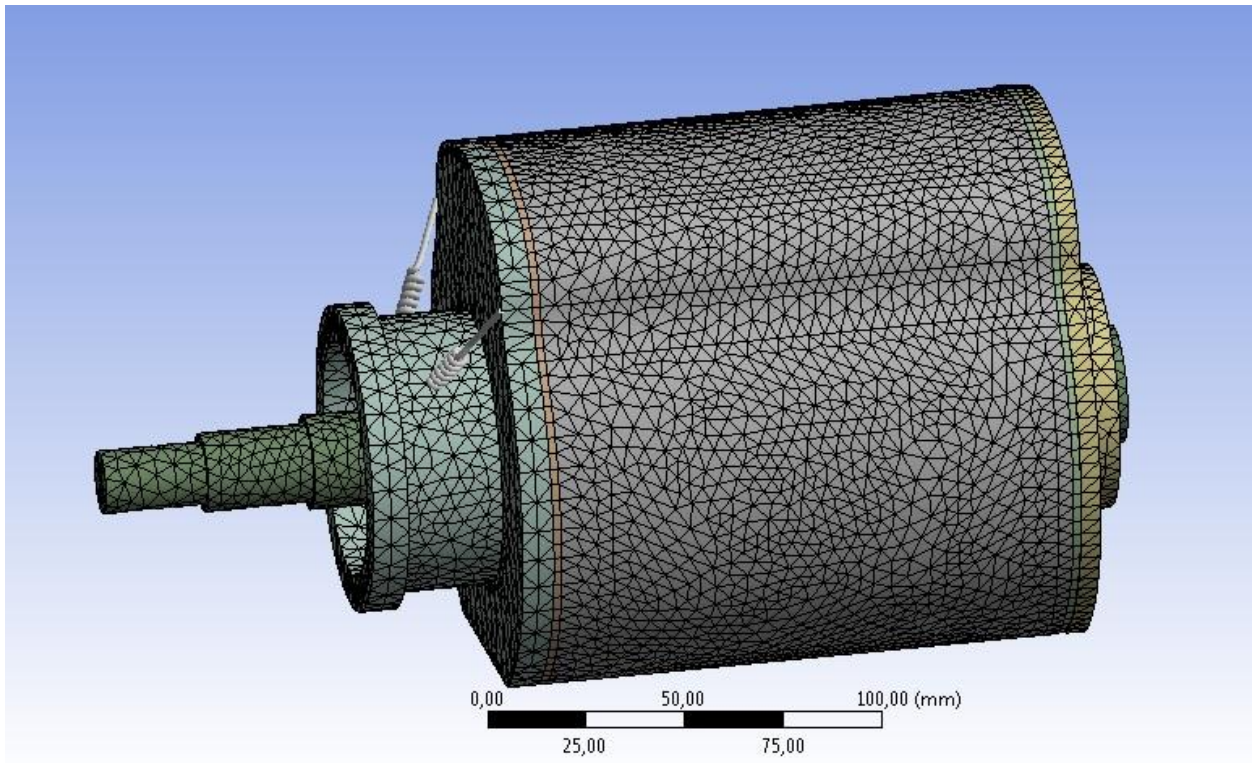


Рисунок 2.9 - 3-D модель компресора з побудованою скінченно-елементною сіткою

Details of "Mesh"	
<input type="checkbox"/> Display	
Display Style	Body Color
<input type="checkbox"/> Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
<input type="checkbox"/> Sizing	
Use Advanced Si...	Off
Relevance Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Element Size	4,0 mm
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge L...	0,825310 mm
<input type="checkbox"/> Inflation	
<input type="checkbox"/> Patch Conforming Options	
<input type="checkbox"/> Patch Independent Options	
<input type="checkbox"/> Advanced	
<input type="checkbox"/> Defeaturing	
<input type="checkbox"/> Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	130234
<input type="checkbox"/> Elements	64294

Рисунок 2.10 - Характеристики скінченно-елементної сітки

2.5 Розрахунок.

В результаті розрахунку в середовищі Ansys були отримані власні резонансні частоти коливань РККР по першим шести формам.

Ці частоти коливань дорівнюють :

1 – 514,48 Гц

4 – 3027,1 Гц

2 – 1798,8 Гц

5 – 3459,2 Гц

3 – 2237,5 Гц

6 – 3649,2 Гц

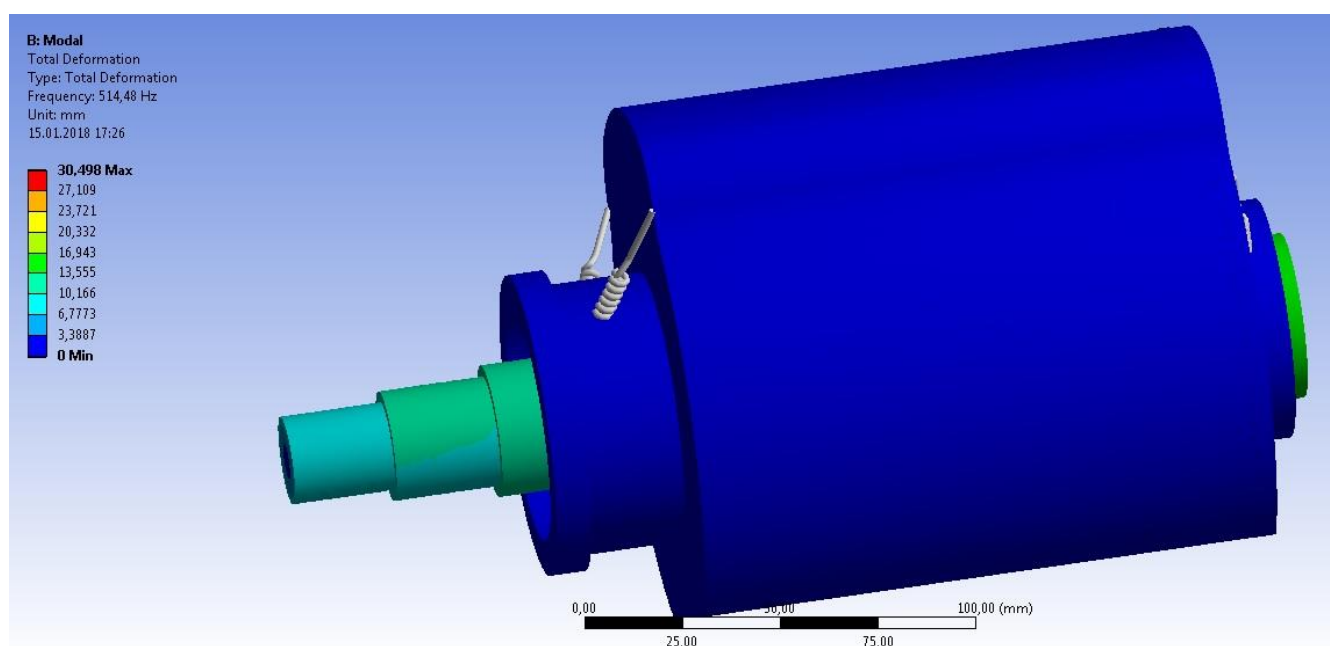


Рисунок 2.11 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти коливань першої форми.

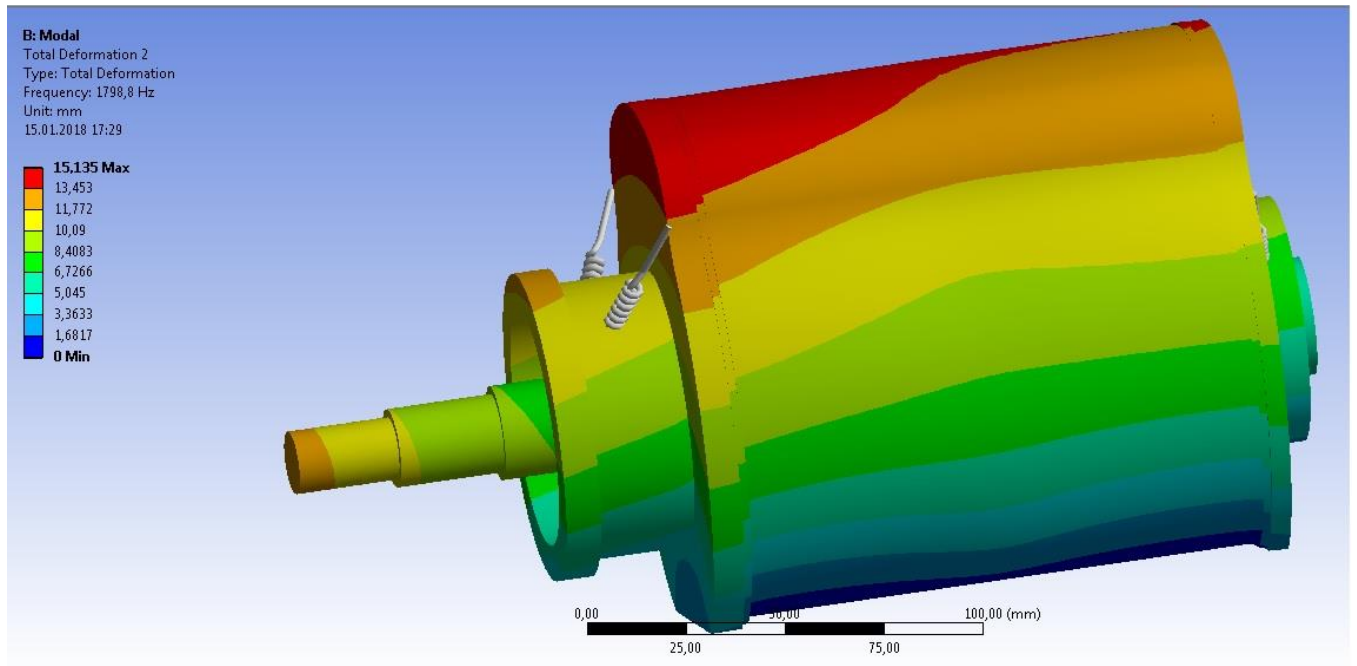


Рисунок 2.12 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти коливань другої форми.

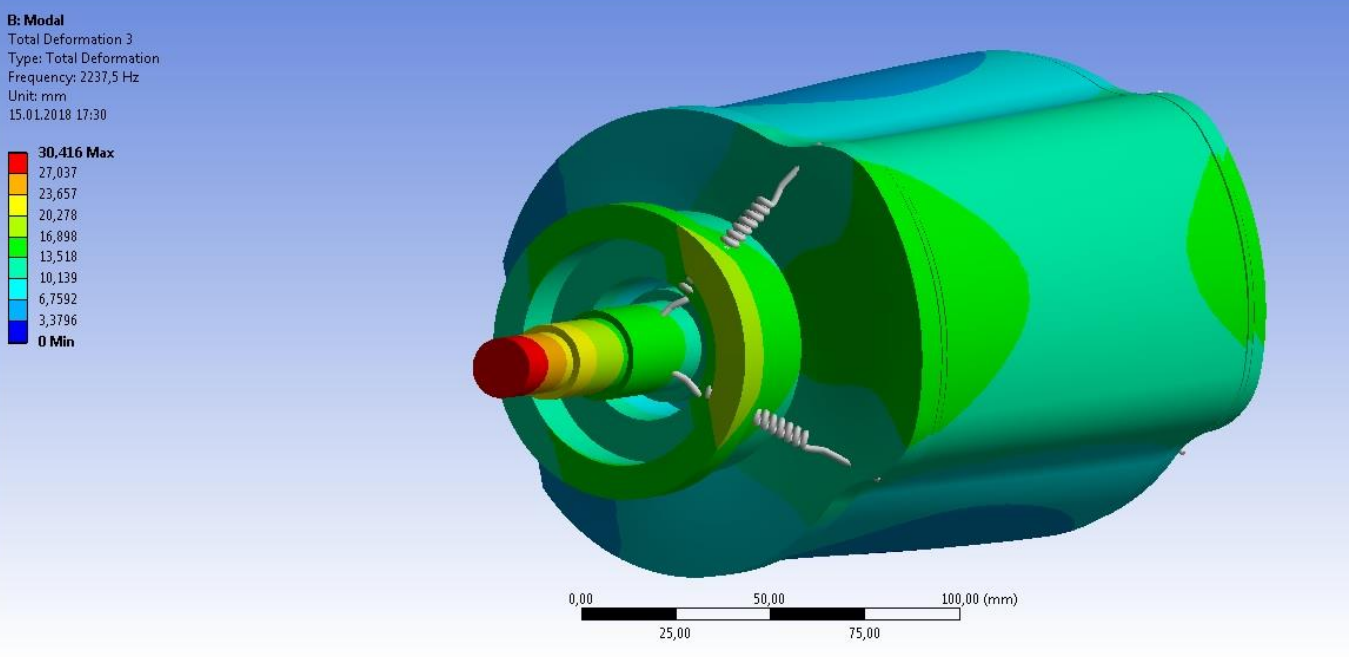


Рисунок 2.13 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти коливань третьої форми.

B: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 3027,1 Hz
Unit: mm
15.01.2018 17:31

72,391 Max
64,348
56,304
48,261
40,217
32,174
24,13
16,087
8,0434
0 Min

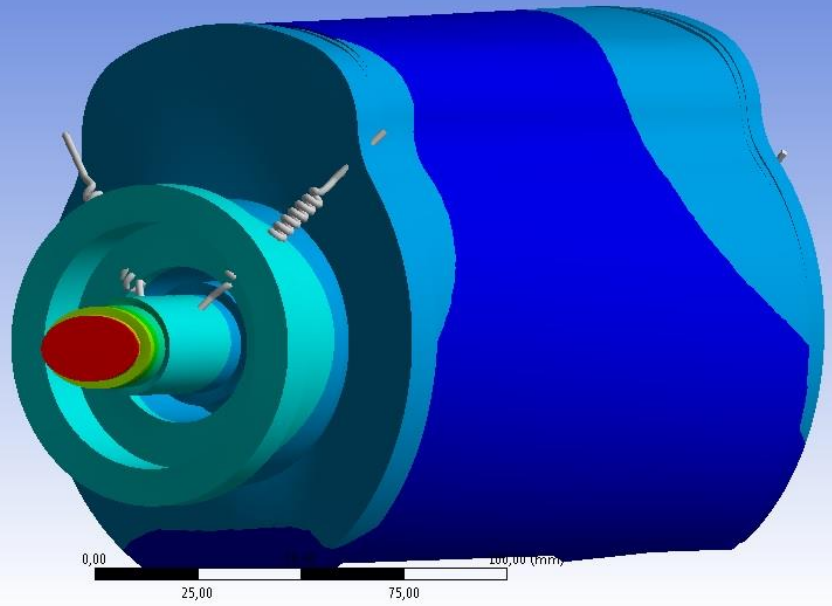


Рисунок 2.14 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти коливань четвертої форми.

B: Modal
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 3459,2 Hz
Unit: mm
15.01.2018 17:32

159,79 Max
142,04
124,28
106,53
88,774
71,019
53,265
35,51
17,755
0 Min

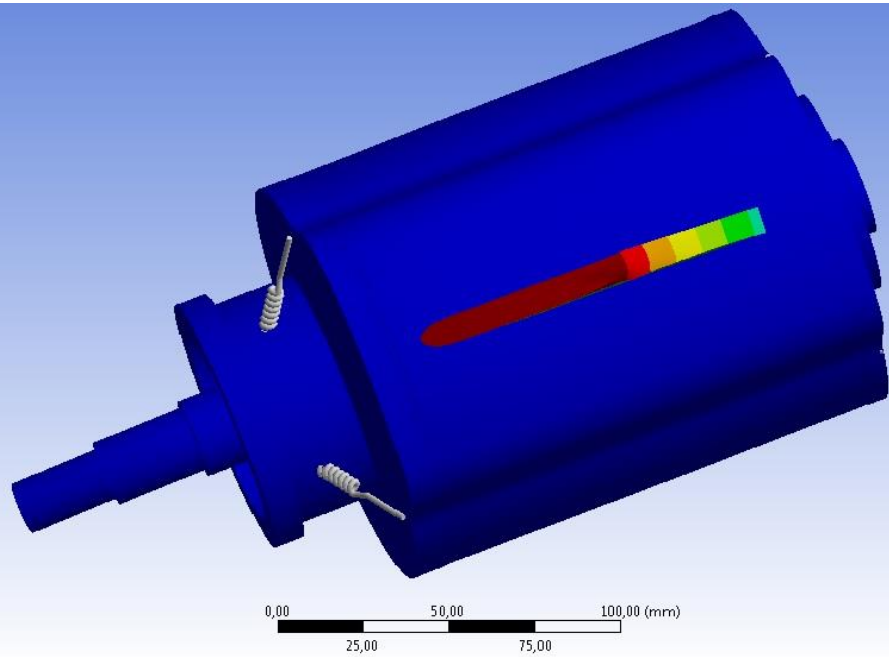


Рисунок 2.15 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти коливань п'ятої форми.

B: Modal
Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 3649,2 Hz
Unit: mm
15.01.2018 17:36

153,5 Max
136,44
119,39
102,33
85,277
68,222
51,166
34,111
17,055
0 Min

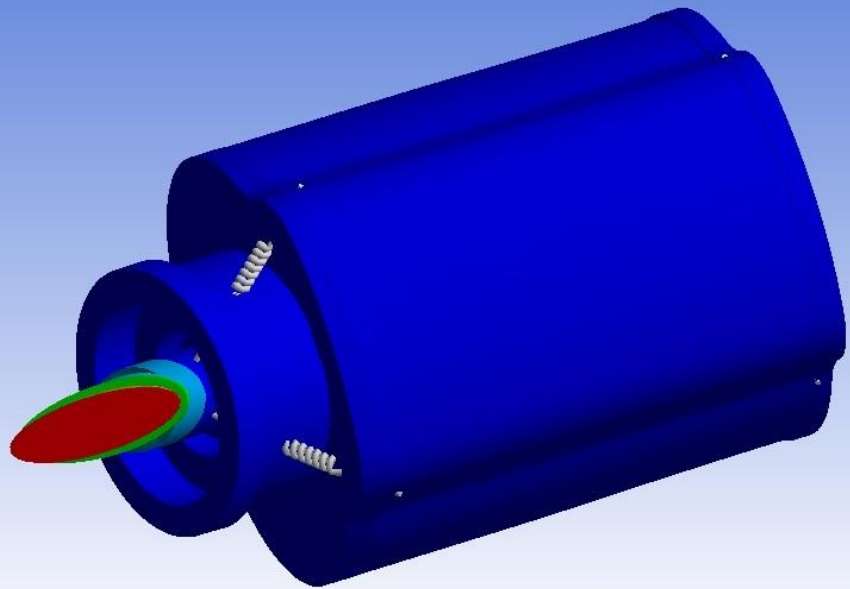


Рисунок 2.16 - Результат розрахунку РККР на власні резонансні частоти
коливачь шостої форми

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

2.6 Висновки.

В зв'язку з тим, що конструкція ротаційного компресора з ротором що котиться (РККР) жорстка, власні резонансна частота коливань першої форми починаються з 514,48 Гц. що відповідає 30 868,8 об/хв. Це свідчить про те що резонансні коливання починаються при перевищенні номінальної частоти обертання вала 3000 об/хв більше ніж в 10 разів. На основі даних які були отримані в програмному комплексі Ansys я дійшов до висновку що для умов в яких розраховувався РККР резонансні коливання не будуть виникати.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації компресорних установок.

Шкідливість фреонів

Фреони - галогеноалкани, що містять фторовмісні похідні насичених вуглеводнів (головним чином метану і етану), що використовуються як холодоагенти в холодильних машинах (наприклад, в кондиціонерах). Крім атомів фтору, в молекулах фреонів містяться зазвичай атоми хлору, рідше - бром.

Відомо більше 40 різних фреонів; більшість з них випускається промисловістю.

Види фреонів

Найбільш поширені такі сполуки:

- трихлорфторметан ($t_{\text{кип}} 23,8 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R11
- дифтордихлорметан ($t_{\text{кип}} -29,8 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R12
- трифторхлорметан ($t_{\text{кип}} -81,5 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R13
- тетрафторметан ($t_{\text{кип}} -128 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R14
- тетрафторетан ($t_{\text{кип}} -26,3 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R134A
- хлордифторметан ($t_{\text{кип}} -40,8 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R22
- ізобутан ($t_{\text{кип}} -11,73 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон-R600A
- хлорофторокарбонат ($t_{\text{кип}} -51,4 \text{ }^\circ\text{C}$) — Фреон R407C, Фреон-R410A

Шкідливість фреону і його вплив на озоновий шар

Холодоагенти, які використовуються в побутовій техніці, є негорючими і нешкідливими для людей.

Фреони R-12, R-22 найчастіше використовується в промисловості. Хладон-22 відноситься до речовин 4-го класу небезпеки, за шкалою «шкідливості».

~~Викликає сонливість, сплутаність свідомості, слабкість переходить в збудження.~~

Може викликати обмороження при попаданні на шкіру.

КМ 01К.00.00.00 ПЗ

Лист

51

Стандарт ГОСТ 12.1.007-93 «Класифікація і загальні вимоги безпеки» встановлює наступні ознаки для визначення класу небезпеки:

Клас небезпеки по ГОСТ 12.1.007-93 «Система стандартів безпеки праці. Шкідливі речовини. Класифікація і загальні вимоги безпеки ».

- I речовини надзвичайно небезпечні
- II речовини високонебезпечні
- III речовини помірно небезпечні
- IV речовини малонебезпечні

Клас небезпеки шкідливих речовин встановлюють залежно від норм і показників, зазначених у таблиці:

Найменування показника Норма для класу небезпеки

- I ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони, мг/м^3 < 0,1 0,1—1,0 1,1—10,0 > 10,0
- II Середня смертельна доза (LD50) при введенні в шлунок, мг/кг < 15 15—150 151—5000 > 5000
- III Середня смертельна доза при нанесенні на шкіру, мг/кг < 100 100—500 501—2500 > 2500
- IV Середня смертельна концентрація в повітрі, мг/м^3 < 500 500—5000 5001—50000 > 50000

Коефіцієнт можливості інгаляційного отруєння (КМІО) > 300 300—30 29—3 < 3

Зона гострої дії < 6,0 6,0—18,0 18,1—54,0 > 54,0

		Зона хронічної дії > 10,0	10,0—5,0	4,9—2,5	< 2,5	КМ 01К.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	52		

У хімічному відношенні фреони дуже інертні. Фреон не тільки не здатний спалахнути на повітрі, він навіть при контакті з відкритим полум'ям не вибухає. Якщо нагріти фреон вище 250° С, утворюються дуже отруйні продукти, наприклад фосген CoCl_2 , який в роки першої світової війни використовувався як бойова отруйна речовина.

Під дією температур вище 400 °С фреон може розкладатися з утворенням високотоксичних продуктів: тетрафторетилену (4-ий клас небезпеки), хлористого водню (2-ий клас небезпеки), фтористого водню (1-ий клас небезпеки).

Нові фреони (R407C і R410A) безпечні для людини і навколишнього середовища, тому всі провідні виробники кліматичної техніки використовують саме ці марки фреону.

У зв'язку з згубним впливом озоноруйнівної фреону R22, його використання рік від року скорочується в США і Європі, де з 2010 року офіційно заборонено застосовувати цей фреон. У Росії також заборонений імпорту холодильного обладнання, в тому числі кондиціонерів промислового і напів-промислового класу. На заміну фреону R22 повинен прийти фреон R410A, а також R407C.

Нові фреони мають більш високий тиск конденсації - до 26 атмосфер проти 16 атмосфер у фреону R-22, тобто всі елементи холодильного контура кондиціонера повинні бути більш міцними, а значить і більш дорогими.

Виробничий шум і вібрація

Шум виникає при механічних коливаннях у твердих тілах, рідких і газоподібних середовищах. Шум з фізіологічної точки тертя розглядається як звуковий процес, несприятливий для сприйняття і негативно впливає на здоров'я людини. При тривалому впливі шуму знижується гострота слуху, змінюється кров'яний тиск, послаблюється увагу. Погіршується зір, відбувається зміна в дихальних центрах, що викликає зміни в координації рухів, крім того, значно збільшується витрата енергії при однаковій фізичному навантаженні.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

За характером спектра шум слід поділяти на:

- широкосмуговий з безперервним спектром шириною більше однієї октави;
- тональний, в спектрі якого є виражені дискретні тони.

За часовими характеристиками шум слід поділяти на:

- постійний, рівень звуку якого за 8-годинний робочий день (робочу зміну) змінюється в часі не більше ніж на 5 дБ, а при вимірах на тимчасовій характеристиці "повільно" шумоміра по ГОСТ 17187-81 «Шумоміри. Загальні технічні вимоги та методи випробувань».

- непостійний, рівень звуку якого за 8-годинний робочий день (робочу зміну) змінюється в часі більш ніж на 5 дБ, а при вимірах на тимчасовій характеристиці "повільно" шумоміра по ГОСТ 17187-81 «Шумоміри. Загальні технічні вимоги та методи випробувань».

Непостійний шум слід поділяти на:

- коливаючийся в часі, рівень звуку якого безперервно змінюється в часі;

- переривчастий, рівень, звуку якого східчасто змінюється (на 5 дБ а то і більше), причому тривалість інтервалів, протягом яких рівень залишається постійним, становить 1с і більше;

- імпульсний, що складається з одного або декількох звукових сигналів, кожен тривалістю менше 1с.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях є інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку в дБ А, який визначається відповідно до таблиці ГОСТ 12.1.003 с.9 «Шум. Загальні вимоги безпеки»

Забороняється навіть короткочасне перебування в зонах з октавними рівнями звукового тиску вище 135 дБ по октавній смузі.

- для тонального та імпульсного шуму - на 5 дБ менше значень, зазначених в таблиці;

- для шуму, створюваного в приміщеннях установками кондиціонування повітря, вентиляції і повітряного опалення - на 5 дБ менше фактичних рівнів шуму в цих приміщеннях.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Захист від шуму

При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зниження шуму, що впливає на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі: розробкою шумобезопасной техніки застосуванням засобів і методів колективного захисту по ГОСТ 12.1.029 80 «Засоби і методи захисту від шуму. Класифікація» застосуванням засобів індивідуального захисту по ГОСТ 12.4.051-93 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту органів слуху. Загальні технічні вимоги та методи випробувань»

Найбільш ефективним технічним засобом боротьби з шумом є зменшення шуму в джерелі заміною ударних процесів безударними: гасінням шуму (і вібрацій) деталей і вузлів за допомогою матеріалів, що мають велике внутрішнє тертя; використанням деталей з незвучних матеріалів; забезпеченням статичного і динамічного врівноваження рухомих деталей; підтриманням оптимальних зазорів у вузлах.

Вібрація являє собою процес поширення механічних коливань у твердому тілі. Вібрація призводить тіло або його окремі елементи в коливальний рух.

Захист від вібрації

Віробезпечні умови праці повинні бути забезпечені: застосуванням віробезпечних машин; застосуванням засобів віброзахисту, що знижують впливає на працюючих вібрацію на шляхах її поширення; проектувальними рішеннями технологічних процесів і виробничих приміщень, що забезпечують гігієнічні норми вібрацій на робочих місцях: організаційно-технічними заходами, спрямованими на: підтримку в умовах експлуатації технічного стану машин на рівні, передбаченому нормативно-технічною документацією на них: поліпшення експлуатації машин; введенням режимів праці, що регулюють тривалість впливу вібрацій на працюючих.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Діапазони вимірювання віброприскорення (віброшвидкості) повинні відповідати наведеним в табл. 2.1 по ГОСТ 12.4.012-83 «Вібрація. Засоби вимірювання і контролю вібрації на робочих місцях »

Таблиця 3.1 - Гранично допустимі значення виробничої локальної вібрації

Область застосування	Вимірювана величина	Діапазон вимірювання	
		не менше	не більше
Оцінка загальних вібрацій	віброприскорення, м/с ⁻²	1x10 ⁻²	1x10 ⁻²
	віброприскорення, м/с ⁻¹	1x10 ⁻⁵	5x10 ⁻¹
Оцінка локальних вібрацій	віброприскорення, м/с ⁻²	1x10 ⁻¹	1x10 ³
	віброприскорення, м/с ⁻¹	1x10 ⁻⁴	5x10 ⁻¹

Середньоквадратичне значення віброшвидкості, виміряне на голівках фундаментних болтів насоса в вертикальному напрямку не перевищує 0.8 мм / с (згідно з програмою і методикою випробувань 1.3910-689.00-00 НМ - НЕ більше 4.5 мм / с).

3.2 Розрахунок захисного електричного заземлення холодильних установок

Метою розрахунку заземлюючого пристрою є визначення кількості заземлювальних стрижнів, знаючи їх тип, розмір і ширину сполучної смуги, для забезпечення опору, що дозволяє пропускати струм короткого замикання в ґрунт.

Заземлюючі пристрої являють собою металеві стрижні, з'єднані смугою металу, яка закопується в землю на глибину 80 см і підключається до металевих неструмоведучих частин проектного турбогенератора.

Розрахунок заземлюючого пристрою виконуємо згідно [11] с.29.

Схема заземлюючого пристрою приведена на малюнку 3.1

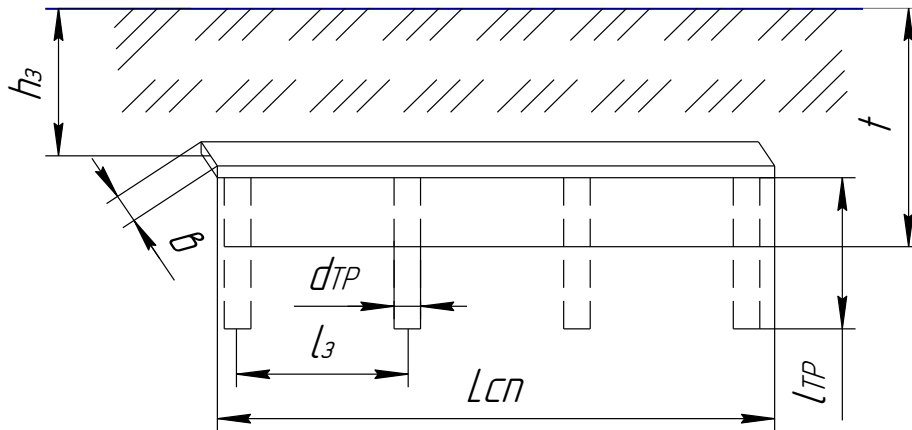


Рис. 3.1 – Схема заземлюючого пристрою.
Вихідні дані, прийняті нами для розрахунку наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку заземлюючого пристрою

Тип	Довжина, см	Діаметр, см	Ширина з'єдн. полоси, см	Грунт	Ліміна	Розташування	Глибина заземлення, см
труба	275	5	5	супісок	II	в ряд	80

1 Відстань між заземлювачами визначаємо зі співвідношення, $c = \frac{L_{тр}}{l_3}$, яке для стаціонарних заземлювачів рекомендується приймати $c=1$.

$$l_3 = \frac{L_{тр}}{c},$$

де $L_{тр}$ - довжина труби.

$$l_3 = \frac{275}{1} = 275 \text{ см}$$

2. Згідно ПУЭ ПТБ и ПТЭ допустимий опір розтікання струму для мережі до 1000В з ізолюваною і глухо заземленою нейтраллю $R_3 = 4 \text{ Ом}$.

3. Згідно [11] (додаток Б) підвищуючий коефіцієнт, що враховує зміну опору ґрунту для труби $\kappa_{n,mp} = 1,6 - 1,8$ і для полоси $\kappa_{n,n} = 3,5 - 4,5$.

4. Розрахунковий питомий опір ґрунту для труби:

$$\rho_{расч.тр} = \rho_{табл} \cdot \kappa_{n,mp}$$

$$\rho_{расч.тр} = 3 \cdot 10^4 \cdot 1,7 = 5,1 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}$$

5. Розрахунковий питомий опір ґрунту для смуги:

$$\rho_{расч.н} = \rho_{табл} \cdot \kappa_{n,n}$$

$$\rho_{расч.н} = 3 \cdot 10^4 \cdot 4 = 12 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}$$

где $\rho_{табл} = 3 \cdot 10^4 \text{ Ом}$ – питомий опір ґрунту.

6. Опір розтікання струму, для одиночного трубного заземлювача, розташованого нижче поверхні:

$$R_{mp} = 0,366 \cdot \frac{\rho_{mp}}{L_{mp}} \left(\lg \frac{2 \cdot L_{mp}}{d_{mp}} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t + L_{mp}}{4t - L_{mp}} \right),$$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		58

де t - відстань від поверхні ґрунту до середини труби:

$$t = h_3 + \frac{L_{mp}}{2},$$

де h_3 - глибина закопування труб:

$$t = 80 + \frac{275}{2} = 217,5 \text{ см}$$

$$R_{mp} = 0,366 \cdot \frac{5,1}{275} \left(\lg \frac{2 \cdot 275}{5} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 217,5 + 275}{4 \cdot 217,5 - 275} \right) \cdot 10^4 = 148,2 \text{ Ом}$$

7. Приблизна кількість труб:

$$n' = \frac{R_{mp}}{R_3} = \frac{148,2}{4} = 37,1 \text{ шт.}$$

Приймаємо $n' = 38$ шт.

8. Коефіцієнт екранування труб $\eta_{3,mp} = 0,41$ згідно [11] (додаток В)

9. Необхідна кількість труб:

$$n_{mp} = \frac{R_{mp}}{R_3 \cdot \eta_{3,mp}}$$

$$n_{mp} = \frac{148,2}{4 \cdot 0,41} = 91 \text{ шт}$$

10. Розрахунковий опір розтікання струму при прийнятому числі труб:

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

$$R_{расч.тр} = \frac{R_{тр}}{n_{тр} \cdot \eta_{э.тр}} = \frac{148,2}{91 \cdot 0,41} = 3,97 \text{ Ом}$$

11. Довжина сполучної смуги:

$$L_{сн} = 1,05 \cdot l_{тр} (n_{тр} - 1)$$

$$L_{сн} = 1,05 \cdot 275(91 - 1) = 25988 \text{ см}$$

12. Опір розтікання струму в сполучній смузі:

$$R_{сн} = 0,366 \frac{\rho_{расч.н}}{L_{сн}} \lg \frac{2L_{сн}^2}{h_3 \cdot b_n}$$

$$R_{сн} = 0,366 \cdot \frac{12 \cdot 10^4}{25988} \lg \frac{2 \cdot 25988^2}{80 \cdot 5} = 11,03 \text{ Ом}$$

13. Коефіцієнт екранування сполучної смуги: $\eta_{э.сн} = 0,19$ згідно [11] (додаток Г)

14. Розрахунковий опір розтікання струму в сполучній смузі з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$R_{расч.сн} = \frac{R_{сн}}{n_n \cdot \eta_{э.сн}} ; R_{расч.сн} = \frac{11,03}{1 \cdot 0,19} = 58,1 \text{ Ом}$$

15. Загальний опір розтіканню струму в трубах і сполучній смузі:

$$R_{общ} = \frac{1}{\frac{1}{R_{расч.тр}} + \frac{1}{R_{расч.сн}}} = \frac{1}{\frac{1}{3,97} + \frac{1}{58,1}} = 3,71 \text{ Ом}$$

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		60

Висновок: порівнюючи значення R_3 і $R_{обц}$, видно, що застосовувана схема заземлення ефективна $R_3 = 4 Ом > R_{обц} = 3,71 Ом$, схема придатна для випробування і експлуатації.

					KM 01K.00.00.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1. Н.Н. Кошкин, И.А. Сақун и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.
2. Лахтин Ю. М., Леонтьев В.П. Материаловедение: Учебник для машиностроительных вузов-2-е изд., 1980-493с..
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. - 6-е изд., исп. - М.: Высш. шк., 2000. - 447 с., ил.
4. <http://val.sopromat.org/>
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х томах. Т.1. - 6е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1982. - 736с.:ил.
6. Вакуумная техника: Справочник. Под ред. Е.С. Фролова - М.: Машиностроение, 1985.-360 с.
7. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуумные насосы - М.: Машиностроение, 1971. - 128 с.
8. Головинцов А.Г. и др. Ротационные компрессоры - М.: Машгиз, 1964. - 314 с.
9. Отраслевой стандарт. Правила приемки и методы испытаний. ОСТ 26-12-1113-83 - М.: Министерство химического и нефтяного машиностроения, 1983.-26 с.
10. Пережогин М. А., Горшков Ю. Г.; Под общ. ред. М.А. Пережогина Безопасность жизнедеятельности: Безопасность труда: Учебное пособие /. Челябинск, 1996.
11. Денисенко А.Ф. Методические указания к выполнению контрольной работы по курсу «Основы охраны труда» для студентов всех специальностей заочной формы обучения/ Составитель А.Ф. Денисенко. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. – 35 с.

					<i>КМ 01К.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		62