

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
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Дослідження одноступеневої холодильної
машини з різними типами компресорів»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри	С. М. Ванеєв
Керівник роботи	С. О. Шарапов
Консультант з охорони праці	В. В. Фалько
Здобувач	Д. С. Якимів

Зміст

	с.
Вступ	3
1 Початкові дані	7
2 Тепловий розрахунок холодильної машини	8
3 Методика розрахунку поршневого компресора	14
4 Методика розрахунку гвинтового компресора	27
5 Методика розрахунку спірального компресора	39
6 Охорона праці	42
7 Результати розрахунку холодильних компресорів об'ємної дії	56
8 Підбір оптимального варіанту компресора	57
Висновки та рекомендації	58
Список використаних джерел	59

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Якимів</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Шарапов</i>				2	60	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ гр. Х.м-01</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>						
					Дослідження одноступеневої холодильної машини з різними типами компресорів		

Вступ

Парокомпресійні холодильні машини (ПКХМ) – найбільш поширені та універсальні. Основними складовими частинами таких холодильних машин є: компресор, який споживає енергію від електричної мережі; конденсатор, що знаходиться назовні холодильника, випарник, який знаходиться всередині холодильника, терморегулювальний розширювальний вентиль, ТРВ, що є дросельним пристроєм; холодоагент, що циркулює у системі – речовина з певними фізичними характеристиками.

Залежно від виду холодильного компресора ПКХМ діляться на об'ємний і динамічний принцип дії. У свою чергу, компресорні машини об'ємного принципу дії діляться на поршневі і роторні. Останнім часом підвищився інтерес до використання спіральних компресорів.

Незважаючи на той факт, що компресорне обладнання експлуатується вже більше 200 років, компресорні пристрої широко застосовуються лише протягом останнього сторіччя. Області їх використання поширюються на побутові сфери діяльності людей, такі як постачання стисненим повітрям пневматичних інструментів, а також і на професійну область: постачання стисненим газом промислових відділень, випуск надпотужних холодильних установок і т. д. Показники технічних характеристик дозволяють зробити необхідні попередні висновки про компресорний пристрій, який планується для застосування на практиці. Дані характеристики дуже важливі для проектування і розрахунку компресора, корисні при підборі інструментів, пневматичного обладнання та пов'язаного з ними джерела енергії.

Компресори широко використовуються в промисловості для транспортування різних середовищ і являють собою механічні пристрої, що стискають робоче середовище в газоподібному стані. Існує багато типів компресорів, тому належний підбір і розрахунок компресорів необхідні, щоб

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						3
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

задовольнити вимоги, що пред'являються промислової області застосування даного виду обладнання.

Зазвичай процес стиснення робочого середовища відбувається в компресорі або за допомогою обертових лопатей, або в циліндрах за допомогою поршнів. Компресори з обертовими вузлами використовуються для потоку з великим об'ємним витратою і невисоким тиском нагнітання, в той час як поршневі компресори потрібні для випадків створення високого тиску. Існує ще багато робочих параметрів, які потрібно враховувати, включаючи діючі норми і стандарти. Таким чином, підбір компресора – це важлива процедура, що вимагає обліку багатьох чинників.

Для правильного підбору компресора, необхідно розуміти, для яких цілей він буде застосовуватися, а також необхідно отримати розрахункові параметри, такі як тиск, температура, продуктивність та ін., визначити тип компресора.

Дані про газ, необхідної продуктивності, тиск і температуру на всмоктуванні, а також тиск на нагнітанні є одними з основних параметрів для підбору компресора.

Підбір компресорів спирається на термодинаміку як базову теорію стиснення газу, порівняння декількох типів компресорів, теорію розрахунку та підбору, а також формули для розрахунку компресора.

Зупинимося на основних етапах вибору компресорного устаткування.

Компресор – це пристрій, який використовується для збільшення тиску стиснуваного середовища шляхом зменшення питомого об'єму середовища під час його проходження через компресор. Рівень тиску на вході і виході варіюються від глибокого вакууму до надлишкового тиску в залежності від потреб технологічного процесу. Це одна з головних умов, під які підбирають тип і конфігурацію компресора. Компресори зазвичай поділяють на дві великі підгрупи: динамічні і об'ємні. Для однієї області застосування можуть бути

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

підібрані різні типи компресорів, які можуть краще підходити для конкретного застосування, з огляду на специфіку їх конструкції.

Метою даної роботи є розрахунок і підбір холодильного компресора для стандартної одноступеневої холодильної машини (рис. 1), яка у своєму складі містить компресор, конденсатор, дросельний пристрій та випарник.

У роботі виконано розрахунок трьох типів холодильних компресорів об'ємної дії – поршневого, гвинтового та спірального. Розрахунок виконано у програмному забезпеченні компанії Bitzer, яке є безкоштовним та доступним в мережі інтернет (рис. 2).

Об'єкт дослідження – одноступенева холодильна машина з різними типами компресорів.

Предмет дослідження – термодинамічні та режимні параметри компресора одноступеневої холодильної машини.

Підбір компресора здійснювався шляхом порівняння основних термодинамічних та конструктивних параметрів, отриманих в результаті розрахунків.

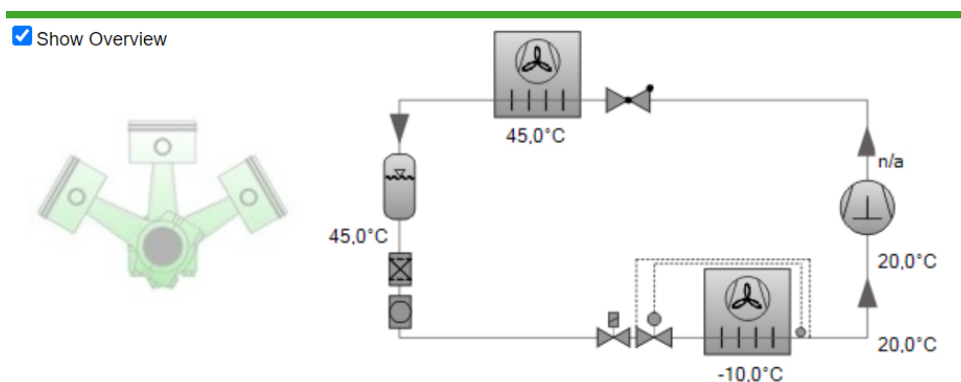


Рис. 1 – Схема одноступеневої холодильної машини

Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Mode: Refrigeration and Air conc

Refrigerant: R134a

Reference temperature: Dew point temp.

Compressor type: Single Compressor

Series: Standard

Motor version: all

Compressor selection

Cooling capacity: 16 kW

Compressor model

Incl. former types

Operating point

Evaporating SST: -10 °C

Condensing SDT: 45 °C

Operating conditions

Liq. subc. (in condenser): 0 K

Suction gas temperature: 20 °C

Useful superheat: 100 %

Operating mode: Auto

Capacity control

without

External FI: 80 Hz

VARISTEP: Auto

Stepped: 100%

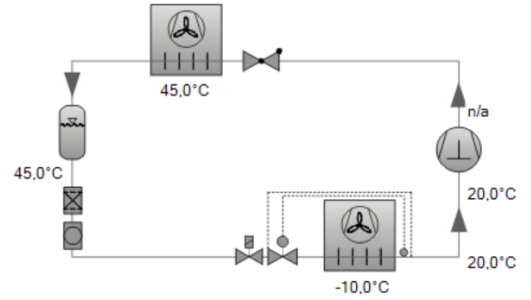
Power supply

Power frequency: 50Hz

Power voltage: Standard (400V)

27.12.2020 18:29:13

Show Overview



Result Limits Technical Data Dimensions Information Documentation Trainings

Рис. 2 – Загальний вигляд інтерфейсу програми

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XM 08.00.00.00 ПЗ

Лист

6

1 Початкові дані

Холодопродуктивність	35,0 kW
Холодоагент	R134a
Температура, що використовується для розрахунку	Температура "точка роси"
Температура випаровування SST	0 °C
Температура конденсації SCT	30,0 °C
Температура рідини (після конденсатору)	25,0 °C
Температура всмоктуваних парів	10,00 °C
Енергопостачання	400V-3-50Hz
Корисний перегрів	100%

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

2 Тепловий розрахунок холодильної машини

Розрахункова схема одноступеневої парокомпресійної холодильної машини (ПКХМ) і цикл, наведені на рис. 2.1.

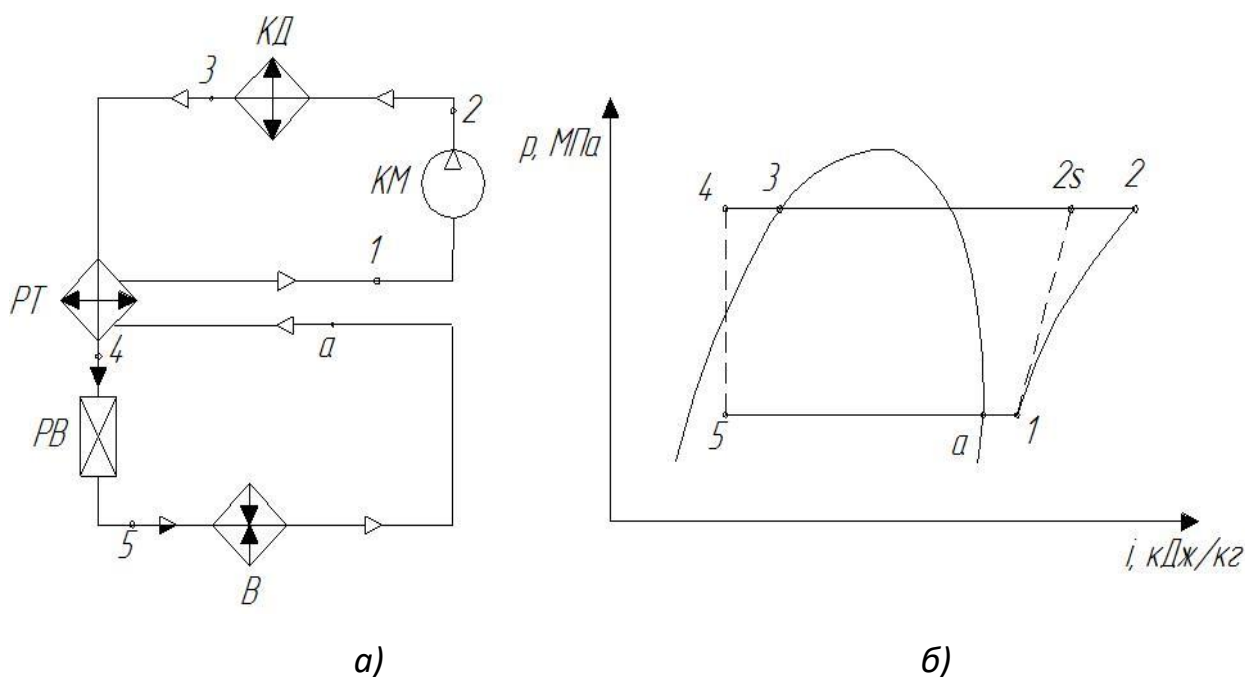


Рисунок 2.1– Принципова схема (а) і цикл (б) одноступеневої ПКХМ з регенеративним теплообмінником у p, h – діаграмі

Термодинамічні процеси в циклі ПКХМ:

а–1 – перегрівання пари на вході у компресор;

1–2s – адіабатне стиснення в компресорі;

1–2 – адіабатне стиснення в компресорі;

2–3 – процес конденсації пари в конденсаторі (ізобарний процес)

3–4 – переохолодження пари в регенеративному теплообміннику;

4–5 – дроселювання пари в дросельному вентилі

5–а – кипіння холодильного агенту у випарнику.

Умовні позначення:

КД – Конденсатор;

РТ– Регенеративний теплообмінник;

КМ – Компресор;

РВ – Регулюючий (дросельний) вентиль;

В – Випарник.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 08.00.00.00 ПЗ

Лист

8

Відповідно до схеми, поданої на рис. 1.1 а, одноступенева ПКХМ працює так: перегріта пара холодильного агента надходить зі всмоктувальної лінії до компресора *КМ*, стан 1. Компресор приводиться в дію електродвигуном (на схемі не зображений). У компресорі пара стискається від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_k . Стиснута перегріта пара холодильного агента після *КМ* надходить до нагнітальної лінії, де пройшовши конденсатор *КД*, перетворюється на рідину, яка потім подається до регенеративного теплообмінника *РТ*, де вона переохолоджується. За рахунок цього суха насичена пара холодильного агента після випарника *В*, стан а, перегрівається перед всмоктуванням у компресор *КМ*, стан 1. Після *РТ* рідкий холодильний агент надходить до дросельного вентиля *РВ*, де вона дроселюється зі зниженням тиску холодильного агента від p_k до p_0 . Разом з тиском знижується також температура холодильного агента. Стан холодильного агента на виході з *РВ* – волога пара. Після *РВ* волога пара холодильного агента подається до випарника, де сприймаючи на низькотемпературному рівні тепло, кипить з отриманням після *В* стану сухої насиченої пари, яка подається до *РТ*. Цикл замикається.

За p,h -діаграмою для холодильного агента R134a визначаємо тиски:

- за температурою t_0 визначаємо тиск кипіння $p_0 = 0,25 \text{ МПа}$,
- за температурою t_k визначаємо тиск конденсації $p_k = 1,5 \text{ МПа}$.

У p,h -діаграмі для R134a будемо цикл холодильної машини (рис. 2.1 б) і параметри у вузлових точок заносимо до табл.2.1.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						9
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 2.1 – Параметри у вузлових точках циклу одноступеневої ПКХМ

Параметри	Вузлові точки						
	<i>a</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>2s</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
Температура $t, ^\circ C$	-20	-10	90	70	35	22	-20
Тиск $p, МПа$	0,25	0,25	1,5	1,5	1,5	1,5	0,25
Ентальпія $h, \frac{кДж}{кг}$	392	417	472	442	248	228	228
Питомий об'єм $\nu, \frac{М^3}{кг}$	0,09	0,11	-	-	-	-	-

Стан у точці *1* визначаємо за відомою температурою $t_1 = t_{неp}$ і тиском p_0 .

Стан у точці *2s* визначаємо за тиском p_k і величиною питомої ентропії $s_{2s} = s_1$ (адіабатний процес стиснення).

Стан у точці *2* (після дійсного (політропного) процесу стиснення) визначаємо за тиском p_k і величиною питомої ентальпії, яку розраховуємо через задане значення адіабатного ККД компресора η_s

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} = 417 + \frac{442 - 417}{0,8} = 472 \text{ кДж / кг} .$$

Стан у точці *a* визначаємо за тиском кипіння p_0 і ступенем сухості $x = 1$ (суха насичена пара).

Стан у точці *3* визначаємо за тиском кипіння p_k і ступенем сухості $x = 0$ (рідина у стані насичення).

Температуру переохолодження визначаємо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника через визначення питомої ентальпії холодильного агенту після *PT*

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_a \Rightarrow h_4 = h_3 - (h_1 - h_a) = 248 - (417 - 392) = 228 \text{ кДж / кг} .$$

За отриманою величиною h_3 і тиском p_k визначаємо інші невідомі параметри стану точки 4.

Процес дроселювання у РВ відповідає рівності $h_5 = h_4$ (дроселювання).

За отриманою величиною h_5 і тиском p_0 визначаємо інші невідомі параметри стану точки 5.

Питома ізентропна робота стиснення робочої речовини

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 442 - 417 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

Питома масова холодопродуктивність циклу

$$q_0 = h_a - h_5 = 392 - 228 = 164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

Питома об'ємна холодопродуктивність циклу

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1} = \frac{164}{0,11} = 1491 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} .$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_{кД} = h_2 - h_3 = 472 - 248 = 224 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		11

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$q_{PT} = h_3 - h_4 = 248 - 228 = 20 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата холодильного агента у циклі

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{35}{164} = 0,213 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{KD} = \dot{m} \cdot q_{KD} = 0,213 \cdot 224 = 47,7 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$\dot{Q}_{PT} = \dot{m} \cdot q_{PT} = 0,213 \cdot 20 = 4,26 \text{ кВт}.$$

Питомий об'єм холодильного агента за умовами всмоктування в компресор

$$v_1 = 0,11 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Ступінь підвищення тиску у циклі

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{0,25}{1,5} = 6.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

Теоретичний коефіцієнт термотрансформації циклу

$$COP_T = \frac{q_0}{l_s} = \frac{164}{25} = 6,56.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

Приймається попередньо відношення тисків в ступені $\pi_{cm} = 3.8$. Тоді кількість ступенів компресора

$$z = \frac{\ln \pi_K}{\ln \pi_{CT}} = \frac{\ln \left(\frac{P_H}{P_{BC}} \right)}{\ln \pi_{CT}} = \frac{\ln \left(\frac{1000000}{101325} \right)}{\ln 3,8} = 1,71, \text{ приймається } z=2.$$

Оптимальний проміжний тиск

$$P_{пр}^* = \sqrt{P_{BC} \cdot P_H} = \sqrt{101325 \cdot 1000000} = 318315 \text{ Па}$$

Тоді теоретичні тиски в першому ступені: $P_{всI} = 101325 \text{ Па}$, $P_{HI} = 318315 \text{ Па}$;

В другому : $P_{всII} = 318315 \text{ Па}$, $P_{HII} = 1000000 \text{ Па}$.

Відношення тисків в ступенях

$$\pi_{CTI} = \frac{P_{пр}^*}{P_{BC}} = \frac{P_{HI}}{P_{всI}} = \frac{318315}{101325} = 3,14$$

$$\pi_{CTII} = \frac{P_H}{P_{пр}^*} = \frac{P_{HII}}{P_{всII}} = \frac{1000000}{318315} = 3,14$$

Відносні величини депресій на всмоктуванні і нагнітанні по табл. 3.1 [2]:

- для I ступеня при $P_{всI} = 0.1 \text{ МПа}$: $\delta_{всI} = 4,5\%$, $\delta_{HI} = 10,5\%$;
- для II ступеня при $P_{всII} = 0,3 \text{ МПа}$: $\delta_{всII} = 3,15\%$, $\delta_{HII} = 8\%$.

Тоді депресії на всмоктуванні і нагнітанні на першому ступені:

$$\Delta P_{всI} = \delta_{всI} P_{всI} = 0.045 \cdot 101325 = 4560 \text{ Па} ,$$

$$\Delta P_{HI} = \delta_{HI} P_{HI} = 0.105 \cdot 318315 = 33423 \text{ Па}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

в другому ступені:

$$\Delta P_{всII} = \delta_{всII} P_{всII} = 0.0315 \cdot 318315 = 10026,9 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{нII} = \delta_{нII} P_{нII} = 0.08 \cdot 1000000 = 80000 \text{ Па.}$$

Тоді тиск з урахуванням депресій в першому ступені:

$$P_{всI}^* = P_{всI} - \Delta P_{всI} = 101325 - 4560 = 96765 \text{ Па,}$$

$$P_{нI}^* = P_{нI} + \Delta P_{нI} = 318315 + 33423 = 351738 \text{ Па;}$$

в другому ступені:

$$P_{всII}^* = P_{всII} - \Delta P_{всII} = 318315 - 10026,9 = 308288,1 \text{ Па,}$$

$$P_{нII}^* = P_{нII} + \Delta P_{нII} = 1000000 + 80000 = 1080000 \text{ Па.}$$

Уточнюються відношення тисків в ступенях

$$\pi_{сI}^* = \frac{P_{нI}^*}{P_{всI}^*} = \frac{351738}{96765} = 3,635,$$

$$\pi_{сII}^* = \frac{P_{нII}^*}{P_{всII}^*} = \frac{1080000}{308288,1} = 3,503.$$

Показник еквівалентної політропи стиснення приймається $n_c = 0.95 \cdot \kappa = 0.95 \cdot 1.4 = 1.3$, показник еквівалентної політропи зворотного розширення приймається $n_p = 0.96 \cdot n_c = 0.95 \cdot 1.3 = 1.248$

Величина відносного "мертвого" об'єму приймається $a_m = 5\%$.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Об'ємний коефіцієнт подачі першого ступеня:

$$\lambda_{\text{MI}} = 1 - a_{\text{M}} \left[\left(\frac{P_{\text{HI}} + \Delta P_{\text{HI}}}{P_{\text{BCI}}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{318315 + 33423}{101325} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] \\ = 0,91$$

де m – політропа теплових параметрів, $m = 1 + A(\kappa - 1) = 1,2$; $A = f(P_{\text{ec}})$

Коефіцієнт дроселювання першого ступеня:

$$\lambda_{\text{дрI}} = 1 - \frac{1 + a_{\text{M}}}{\lambda_{\text{MI}}} \cdot \frac{\Delta P_{\text{BCI}}}{P_{\text{BCI}}} = 1 - \frac{1 + 0,05}{0,91} \cdot \frac{4560}{101325} = 0,95$$

Коефіцієнт підігріву першого ступеня

$$\lambda_{\omega I} = 0,985 - 0,01(\pi_{\text{CTI}}^* - 1) = 0,985 - 0,01(3,635 - 1) = 0,96$$

Коефіцієнт густини першого ступеня:

$$\lambda_{\text{плI}} = f(\pi_{\text{cmI}}^*) = 0,98$$

Коефіцієнт густини другого ступеня:

$$\lambda_{\text{плII}} = f(\pi_{\text{cmII}}^*) = 0,975$$

Коефіцієнт подачі першого ступеня

$$\lambda_I = \lambda_{\text{MI}} \cdot \lambda_{\text{дрI}} \cdot \lambda_{\omega I} \cdot \lambda_{\text{плI}} \cdot \lambda_{\text{плII}} = 0,91 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,975 = 0,79$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		17

де при повітряному міжступінчастому охолодженні ($\Delta t = 15^{\circ}C$) температура всмоктування в другий ступінь $T_{всII} = T_{всI} + \Delta t = 288 + 15 = 303K$.

Приймається стандартне значення ходу поршня $S = 0.1m$ і частоти обертання колінчастого вала $n = 25c^{-1}$, тоді середня швидкість поршня, $c_m = 2Sn = 2 \cdot 0,1 \cdot 25 = 5m/c$, що входить в рекомендовані межі.

Діаметр циліндра першого ступеня:

$$D_I = \sqrt{\frac{4V_{TI}}{\pi S n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,797}{3.14 \cdot 0,1 \cdot 25 \cdot 60}} = 0,179m$$

по ГОСТ 9515 приймається найближче більше значення $D_I = 0,180m$

Діаметр циліндра другого ступеня:

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4V_{TII}}{\pi S n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,27}{3.14 \cdot 0,1 \cdot 25 \cdot 60}} = 0,104m$$

по ГОСТ 9515 приймається найближче більше значення $D_{II} = 0,105m$

Уточнюються теоретичні продуктивності ступенів:

$$V_{TI} = \frac{\pi D_I^2}{4} S n = \frac{3.14 \cdot (0,180)^2}{4} 0,1 \cdot 25 \cdot 60 = 3,815 m^3 / \text{мин}$$

$$V_{TII} = \frac{\pi D_{II}^2}{4} S n = \frac{3.14 \cdot (0,105)^2}{4} 0,1 \cdot 25 \cdot 60 = 1,3 m^3 / \text{мин}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

Знайдемо потужності тертя в ступенях компресора.

$$N_{\text{трI}} = p_{\text{трI}} \cdot V_{\text{TI}} = 20000 \cdot 3,815/60 = 1272 \text{Вт}$$

$$N_{\text{трII}} = p_{\text{трII}} \cdot V_{\text{TII}} = 30000 \cdot 1,3/60 = 650 \text{Вт}$$

Були прийняті тиски тертя: $p_{\text{трI}} = 20 \text{кПа}$ и $p_{\text{трII}} = 30 \text{кПа}$.

Потужність тертя компресора дорівнює:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{трI}} + N_{\text{трII}} = 1272 + 650 = 1922 \text{Вт}$$

Ефективна потужність компресора дорівнює

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 24434 + 1922 = 26356 \text{Вт}$$

Механічний ККД компресора дорівнює

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_e} = \frac{24434}{26356} = 0,93$$

Ефективний ККД компресора дорівнює

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}} = 0,4 \cdot 0,93 = 0,372$$

Потужність приводного електродвигуна дорівнює

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}}} = \frac{26356}{0,98} = 26,9 \text{кВт}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

де $\eta_{пер} = 0,98$ - ((поршневий компресор з'єднаний з електродвигуном через пружну муфту).

Обираємо електродвигун марки 4A180M4УЗ, П.1,[3].

"Мертвий" об'єм ступені компресора складається з величини "мертвого" об'єму, обумовленого наявністю лінійного "мертвого" об'єму над поршнем у верхній мертвій точці, і "мертвого" об'єму в клапанах.

I ступінь

Приймається величина лінійного мертвого об'єму $l = 0.001$ м.

Тоді перша складова "мертвого об'єму" ступені

$$V_{МП} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l_m = \frac{3,14(0,18)^2}{4} \cdot 0,001 = 0,0000254 \text{ м}^3$$

Сумарний об'єм щілин в обмежувачі у всмоктуючому клапані:

$$V_{щвс} = lchm = 0,14 \cdot 0,001 \cdot 0,002 \cdot 13 = 0,0000036 \text{ м}^3,$$

де приймається висота обмежувача і сідла $h=0,002$ м.

Сумарний об'єм щілин в обмежувачі в нагнітальному клапані:

$$V_{щн} = alhm = 0,005 \cdot 0,14 \cdot 0,002 \cdot 6 = 0,000008 \text{ м}^3$$

Об'єм між сідлом і обмежувачем у всмоктуючому клапані:

$$\begin{aligned} V_{co} &= lh_{max} \cdot (4b + (m + 1)c) = 0,14 \cdot 0,002(4 \cdot 0,007 + (13 + 1)0,001) \\ &= 0,000012 \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Сумарний "мертвий" об'єм

$$\begin{aligned} V_{м\sigma} &= V_{МП} + V_{щвс} + V_{щн} + V_{co} = 0,0000254 + 0,0000036 + 0,000008 + 0,000012 \\ &= 0,000049 \text{ м}^3 \end{aligned}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний "мертвий" об'єм ступені:

$$a_M = \frac{V_{M\Sigma}}{V_{\Sigma}} = \frac{V_{M\Sigma}}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} = \frac{0,000049}{\frac{3,14(0,18)^2}{4} \cdot 0,1} = 0,02 \leq 0,05$$

Уточнена величина відносного "мертвого" об'єму приймається $a_M^* = 2\%$.

Уточнений об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\lambda_{MI}^* = 1 - a_M^* \left[\left(\frac{P_{HI} + \Delta P_{HI}}{P_{BCI}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,02 \left[\left(\frac{318315 + 33423}{101325} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right]$$

$$= 0,96$$

де m – політропа теплових параметрів, $m = 1 + A(\kappa - 1) = 1,2$; $A = f(P_{\text{ес}})$

Уточнений коефіцієнт дроселювання:

$$\lambda_{дpI}^* = 1 - \frac{1 + a_M^*}{\lambda_{MI}^*} \cdot \frac{\Delta P_{BCI}}{P_{BCI}} = 1 - \frac{1 + 0,02}{0,96} \cdot \frac{4560}{101325} = 0,95$$

Уточнений коефіцієнт подачі:

$$\lambda_I^* = \lambda_{MI}^* \cdot \lambda_{дpI}^* \cdot \lambda_{\omega I} \cdot \lambda_{плI} \cdot \lambda_{плII} = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,975 = 0,84$$

Величина розбіжності між уточненими і знайденим в розділі 1 значенням коефіцієнту подачі:

$$\delta_{\lambda I} = \frac{\lambda_I^* - \lambda_I}{\lambda_I} = \frac{0,84 - 0,79}{0,79} = 0,06$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

Уточнена величина об'ємної продуктивності:

$$V_{дI}^* = \lambda_{MI}^* \cdot V_{TI} = 0,84 \cdot 3.815 = 3,2 \text{ м}^3/\text{МИН}$$

II ступінь

Приймається величина лінійного мертвого об'єму $l = 0.001\text{м}$.

Тоді перша складова "мертвого об'єму" ступені

$$V_{МП} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l_M = \frac{3,14(0,105)^2}{4} \cdot 0,001 = 0,00000865 \text{ м}^3$$

Сумарний об'єм щілин в обмежувачі у всмоктуючому клапані:

$$V_{щвс} = lchm = 0,08 \cdot 0,001 \cdot 0,002 \cdot 4 = 0,00000064 \text{ м}^3$$

де приймається висота обмежувача і сідла $h=0,002\text{м}$.

Сумарний об'єм щілин в обмежувачі в нагнітальному клапані:

$$V_{щн} = alhm = 0,005 \cdot 0,08 \cdot 0,002 \cdot 4 = 0,0000032 \text{ м}^3$$

Об'єм між сідлом і обмежувачем у всмоктуючому клапані:

$$\begin{aligned} V_{co} &= lh_{max} \cdot (4b + (m + 1)c) = 0,08 \cdot 0,002(4 \cdot 0,007 + (4 + 1)0,001) \\ &= 0,0000528 \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Сумарний "мертвий" об'єм

$$\begin{aligned} V_{м\sigma} &= V_{МП} + V_{щвс} + V_{щн} + V_{co} \\ &= 0,00000865 + 0,00000064 + 0,0000032 + 0,00000528 \\ &= 0,000018 \text{ м}^3 \end{aligned}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний "мертвий" об'єм ступені:

$$a_m = \frac{V_{m\Sigma}}{V_{ц}} = \frac{V_{m\Sigma}}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} = \frac{0,000018}{\frac{3,14(0,105)^2}{4} \cdot 0,1} = 0,021 \leq 0,05$$

Уточнена величина відносного "мертвого" об'єму приймається $a_m^* = 2,1\%$.

Уточнений об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\begin{aligned} \lambda_{mII}^* &= 1 - a_m^* \left[\left(\frac{P_{нII} + \Delta P_{нII}}{P_{всII}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \\ &= 1 - 0,021 \left[\left(\frac{1000000 + 80000}{318315} \right)^{\frac{1}{1,25}} - 1 \right] = 0,965 \end{aligned}$$

де m – політропа теплових параметрів, $m = 1 + A(\kappa - 1) = 1,25$; $A = f(P_{ес})$

Уточнений коефіцієнт дроселювання:

$$\lambda_{дрII}^* = 1 - \frac{1 + a_m^*}{\lambda_{mII}^*} \cdot \frac{\Delta P_{всII}}{P_{всII}} = 1 - \frac{1 + 0,021}{0,965} \cdot \frac{10026,9}{318315} = 0,967$$

Уточнений коефіцієнт подачі:

$$\begin{aligned} \lambda_{II}^* &= \lambda_{mII}^* \cdot \lambda_{дрII}^* \cdot \lambda_{\omega II} \cdot \lambda_{плII} \cdot \lambda_{фII} = 0,965 \cdot 0,967 \cdot 0,960 \cdot 0,987 \cdot 0,975 \\ &= 0,86 \end{aligned}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина розбіжності між уточненими і знайденим в розділі 1 значенням коефіцієнту подачі:

$$\delta_{\lambda_{II}} = \frac{\lambda_{II}^* - \lambda_{II}}{\lambda_{II}} = \frac{0.86 - 0.817}{0.817} = 0.052$$

Уточнена величина об'ємної продуктивності:

$$V_{дI}^* = \lambda_{MI}^* \cdot V_{TI} = 0,86 \cdot 1,3 = 1,118 \text{ М/МИН}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		26

4 Методика розрахунку гвинтового компресора

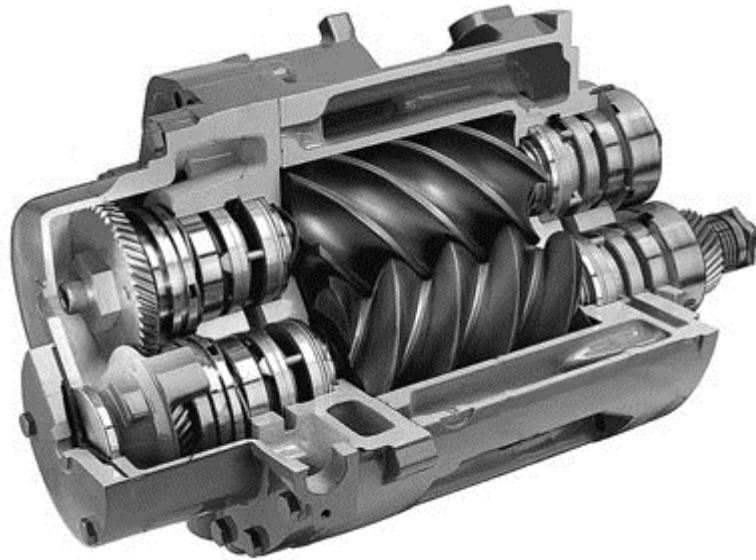


Рис. 4.1 – Розріз класичного гвинтового компресору

Гвинтові поверхні роторів і стінок корпусу утворюють робочі камери. При обертанні роторів об'єм камер збільшується, коли виступи роторів віддаляються від западин і відбувається процес всмоктування. Коли об'єм камер досягає максимуму, процес всмоктування закінчується і камери виявляються ізольованими стінками корпусу та кришками від всмоктувального і нагнітального патрубків.

При подальшому обертанні в западину веденого ротора починає вводитися спряжений виступ ведучого ротора. Введення розпочинається біля переднього торця і поступово поширюється до нагнітального вікна. З деякого моменту часу обидві гвинтові поверхні об'єднуються в загальну порожнину, об'єм якої безперервно зменшується завдяки поступальному переміщенню лінії контакту сполучених елементів у напрямку до нагнітального вікна. Подальше обертання роторів призводить до витіснення газу з порожнини в нагнітальний

патрубок. Через те, що частота обертання роторів значна і одночасно існує кілька камер, компресор створює рівномірний потік газу.

Температура повітря після його адіабатного стиснення в ГМК дорівнює:

$$T_{2S} = T_1 \cdot \left(\frac{p_H}{p_{BC}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 288,15 \cdot \left(\frac{0,6 \cdot 10^6}{0,101325 \cdot 10^6}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 479(K).$$

Температура масла на вході в ГМК дорівнює $t_{1M} = 28^\circ C$.

Температура масла після стиснення в ГМК дорівнює:

$$t_{2M} = t_{1M} + \Delta t_M = 28 + 40 = 68^\circ C$$

У зазначених температурних межах середні властивості масла ХА 30 приймаємо такі:

- густина $\rho_M = 830 \text{ кг/м}^3$; - теплоємність $c_M = 2,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Показник політропи стиснення з маслом дорівнює:

$$n_M = \frac{\lg \pi_H}{\lg \frac{\pi_H \cdot T_1}{T_{2M}}} = \frac{\lg 5,9}{\lg \frac{5,9 \cdot 288,15}{341,15}} = 1,11,$$

де $\pi_H = \frac{p_H}{p_{BC}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{0,101325 \cdot 10^6} = 5,9$ – зовнішнє відношення тисків

Індикаторний ККД ГМК дорівнює:

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M} = \frac{0,73}{0,93} = 0,784,$$

де $\eta_e = 0,73$ – ефективний ККД, береться з ([1], рис. 2.35, с. 177) в залежності від зовнішнього відношення тисків і прийнятого ступеня геометричного стиснення $\varepsilon_r = 4$ при ≤ 8 , а знайдені для R717 значення η_e зменшуються на 5%;

$\eta_M = 0,93$ – механічний ККД, береться з ([1], рис. 2.36, с. 177) в залежності від π_H .

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес стиснення в ГМК умовно представляється у вигляді процесу «сухого» стиснення повітря 1-2с, а потім - відведенням від нього теплоти маслом, що впорскується, 2 з-2м. Температура повітря в точці 2с визначається за формулою:

$$T_{2c} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_i} = 273,15 + \frac{479 - 288,15}{0,784} = 531,6(\text{K})$$

Показник політропи «сухого» стиснення дорівнює:

$$n_c = \frac{\lg \pi_H}{\lg \frac{\pi_H \cdot T_1}{T_{2c}}} = \frac{\lg 5,9}{\lg \frac{5,9 \cdot 288,15}{531,6}} = 1,53$$

Теоретична продуктивність ГМК:

$$V_T = \frac{V_D}{\lambda} = \frac{1}{0,88} = 1,14 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

де $\lambda = 0,88$, значення коефіцієнта подачі приймається по ([2], рис.5.63, с. 193).

Приймається, що масло, яке подається на вузли механічного тертя (підшипники, ущільнення і т.д.), не потрапляє потім в робочу порожнину ГМК, а йде на злив. Тоді масло, що впорскується в ГМК, крім ущільнюючих і мастильних функцій, має відвести таку кількість теплоти, яке б забезпечило прийняте підвищення температури Δt_m робочої суміші масла з повітрям.

Масова витрата повітря в ГМК дорівнює:

$$G = V_D \cdot \frac{p_{bc}}{60 \cdot R \cdot T_{bc}} = 60 \cdot \frac{0,101325 \cdot 10^6}{60 \cdot 287 \cdot 288,15} = 1,23 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Кількість теплоти, що відводиться маслом від робочого тіла дорівнює:

$$Q_m = G \cdot c_p \cdot (T_{2c} - T_{2m}) = 1,23 \cdot 1004,5 \cdot (531,6 - 341,15) = 235,31(\text{кВт}),$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

де $c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 = 1004,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоємність повітря.

Об'ємна витрата масла, що впорскується масла дорівнює:

$$V'_M = \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M} = \frac{235310}{2180 \cdot 830 \cdot 40} = 0,00325 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Об'ємна витрата масла, що подається в ГМК, дорівнює:

$$V_M = K_{oc} \cdot V'_M = 1,05 \cdot 0,00325 = 0,00341 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right),$$

де $K_{oc} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує відведення теплоти в навколишнє середовище [2].

Відносна масова витрата масла, що подається в ГМК, дорівнює:

$$q_{mp} = \frac{V_M \cdot \rho_M}{G} = \frac{0,003 \cdot 830}{1,23} = 2,02 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

По ([2] рис. 5.58, с. 188) – $q_{mp} = 4$ – рекомендована найбільша витрата.

Загальна витрата масла, що циркулює в ГМК, включає, окрім V_M , витрату масла, що подається в підшипники ковзання, ущільнення, розвантажувальні пристрої.

Потужність політропної стиснення в ГМК, з уприскуванням масла в робочу порожнину, дорівнює:

$$\begin{aligned} N_{сж} &= \frac{n_M}{n_M - 1} \cdot p_{вс} \cdot \frac{V_D}{60} \cdot \left[\left(\frac{p_H}{p_{вс}} \right)^{\frac{n_M - 1}{n_M}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1,11}{1,11 - 1} \cdot 0,101325 \cdot 10^6 \cdot \frac{60}{60} \cdot \left[(5,9)^{\frac{1,11 - 1}{1,11}} - 1 \right] = 196,63 (\text{кВт}). \end{aligned}$$

Ефективна потужність ГМК дорівнює:

$$N_e = \frac{N_{сж}}{\eta_e} = \frac{196,63}{0,73} = 269,36 (\text{кВт}).$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність приводного електродвигуна ГМК дорівнює:

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_{пер}} = \frac{269,36}{0,97} = 277,69(\text{кВт}).$$

За отриманою потужністю електродвигуна вибираємо асинхронний електродвигун 4А355S2 У3 потужністю 315 кВт з частотою обертання $n_c = 3000$ об/хв, враховуючи клинопасову передачу [3].

Відносна довжина нарізаної частини гвинтів ГМК:

$$K_l = \frac{l_B}{D_1} = 1,35.$$

Коефіцієнт використання об'єму парної порожнини визначається за формулою:

$$K_{И} = 1 - c \cdot 10^{-4} \cdot (\tau_{13} - \tau_{1пр}) = 1 - 5,0 \cdot 10^{-4} \cdot (304 - 220) = 0,958,$$

де τ_{13} – кут закрутки ведучого гвинта, $\tau_{13} = 304^0$;

$\tau_{1пр}$ – граничний кут закрутки гвинта, $\tau_{1пр} = 220^0$ для гвинтів з еліптичним симетричним профілем [2];

$$c = 5,0.$$

Коефіцієнт використання площі западин гвинтів для гвинтів з зубом еліптичного симетричного профілю $K_f = 0,1184$ [3].

Зовнішній діаметр ведучого гвинта визначається за формулою:

$$\begin{aligned} D_1 &= \sqrt{\frac{\pi \cdot V_d}{60 \cdot \lambda \cdot K_{И} \cdot K_l \cdot K_f \cdot z_1 \cdot U_1}} = \\ &= \sqrt{\frac{3,14 \cdot 60}{60 \cdot 0,88 \cdot 0,958 \cdot 1,35 \cdot 0,1184 \cdot 4 \cdot 52,5}} = 0,333(\text{м}), \end{aligned}$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $U_1 = 52,5$ м/с – окружна швидкість на зовнішньому колі ведучого гвинта ([2], рис. 5.66, с. 195).

З типорозмірного ряду гвинтів приймається найближче більше значення $D_1 = 400$ мм.

Частота обертання ведучого гвинта за формулою:

$$n_1 = \frac{U_1}{\pi \cdot D_1} = \frac{52,6}{3,14 \cdot 0,4} = 42 \text{ (с}^{-1}\text{)} = 2508 \text{ (об/мин)}.$$

Передавальне число клинопасової передачі:

$$i = \frac{n_1}{n_{\text{дв}}} = \frac{2508}{3000} = 0,84.$$

Довжина нарізаної частини гвинтів:

$$l_B = K_l \cdot D_1 = 1,35 \cdot 0,4 = 0,54 \text{ (м)}.$$

Міжосьова відстань:

$$A = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 0,4 = 0,32 \text{ (м)} = 320 \text{ (мм)}.$$

Діаметри початкових кіл ВЧ і ВН гвинтів:

$$d_{1\text{Н}} = \frac{2 \cdot A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 320}{1 + 1,5} = 256 \text{ (мм)},$$

$$d_{2\text{Н}} = i_{12} \cdot d_{1\text{Н}} = 1,5 \cdot 201,6 = 384 \text{ (мм)}.$$

Діаметри кіл западин ВЧ і ВН гвинтів:

$$d_{1\text{ВН}} = d_{2\text{ВН}} = 0,6 \cdot D_1 = 0,6 \cdot 400 = 240 \text{ (мм)}.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

Висота ніжки (головки) зуба ВЧ (ВН) гвинта:

$$r_0 = 0,02 \cdot D_1 = 0,02 \cdot 400 = 8,0(\text{мм}).$$

Геометричні характеристики зубців ведучого та веденого гвинтів еліптичного симетричного профілю наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Геометричні характеристики зубців ведучого і веденого гвинтів еліптичного симетричного профілю

$d_{1н}$ – діаметр початкового кола ведучого гвинта, мм	256
$d_{2н}$ – діаметр початкового кола веденого гвинта, мм	384
A – міжосьова відстань, мм	320
$d_{1ВН} = d_{2ВН}$ – діаметр окружності западин ведучого і веденого гвинтів, мм	240
r_0 – висота ніжки (головки) ведучого (веденого) гвинта, мм	8,0
$f_{1н}$ – площа западин для ведучого гвинта, см	110,45
$f_{2н}$ – площа западин для веденого гвинта, см	78,94
W_n – корисний максимальний обсяг парної порожнини на момент початку стиснення, см ³	9770

Визначаємо центральні кути вікна всмоктування

Ведучий гвинт:

- кутовий розмір кругової частини зуба ВЧ гвинта:

$$\theta_1 = 29^{\circ}03'45,8385'' \approx 29,06^{\circ}.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$2\alpha_0 = 31^{\circ}52'28,323'' \approx 31,875^{\circ}.$$

Ведений гвинт:

- кутовий розмір циклоїдної частини зуба ВЧ гвинта:

$$\theta_2 = 19^{\circ}22'30,559'' \approx 19,37^{\circ}.$$

$$2\gamma_{23} = 21^{\circ}14'58,882'' \approx 21,25^{\circ}.$$

Хід гвинтової лінії ВЧ гвинта ([2], табл. 2.17, с. 181) при $K_1 = 1,35$:

$$h_1 = 1,6 \cdot D_1 = 1,6 \cdot 400 = 640(\text{мм}).$$

Хід гвинтової лінії ВН гвинта:

$$h_2 = i_{12} \cdot h_1 = 1,5 \cdot 640 = 960(\text{мм}).$$

Кут між лінією центру і променем:

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2 \cdot A \cdot R_1} = \arccos \frac{320^2 + 192^2 - 200^2}{2 \cdot 320 \cdot 192} = 36,12^{\circ} \approx 36^{\circ}7',$$

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2H}^2 - R_1^2}{2 \cdot A \cdot r_{2H}} = \arccos \frac{320^2 + 200^2 - 192^2}{2 \cdot 320 \cdot 192} = 30,81^{\circ} \approx 30^{\circ}49'.$$

Кут початку стиснення:

$$\alpha_{01} = i_{12} \cdot (\beta_{01} - \theta_2) = 1,5 \cdot (36,12 - 19,37) = 22,125^{\circ} \approx 22^{\circ}8'.$$

Вікно всмоктування

- кут вікна всмоктування ВЧ гвинта:

$$\alpha_{1B} = 0,5 \cdot \tau_{13} + \pi \cdot \frac{z_1 - 1}{z_1} = 0,5 \cdot 304 + 180 \cdot \frac{4 - 1}{4} = 287^{\circ}.$$

- центральний кут вікна всмоктування ВН гвинта:

$$\alpha_{2B} = \alpha'_{2B} + \Delta\alpha_{2B},$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

де α'_{2B} - кут всмоктування ВЧ гвинта ([2], с. 167),

$$\begin{aligned}\alpha'_{2B} &= i_{21} \cdot \left(0,5 \cdot \tau_{13} + \pi \cdot \frac{z_1 - 1}{z_1} + \frac{2 \cdot \pi}{z_1} \right) - 2 \cdot \theta_2 = \\ &= \frac{4}{6} \cdot \left(0,5 \cdot 304 + 180 \cdot \frac{4 - 1}{4} + \frac{2 \cdot 180}{4} \right) - 2 \cdot 19,713 = 212^\circ\end{aligned}$$

$\Delta\alpha_{2B}$ - кут газодинамічного наддуву ([2], с. 167)

$$\Delta\alpha_{2B} \approx \frac{2 \cdot \pi \cdot l_{2ц} \cdot n_2}{a_1 - C_{a.сп.}}$$

де $n_2 = i_{21} \cdot n_1 = \frac{4}{6} \cdot 42 = 28(c^{-1})$.

$$d_{2сп} = \frac{D_2 + d_{2ВН}}{2} = \frac{400 + 240}{2} = 320(\text{мм}),$$

$$\tan \beta_H = \left(\frac{\pi \cdot d_{1H}}{h_1} \right) = \frac{3,14 \cdot 256}{640} = 1,256,$$

$$\beta_{2сп} = \arctg \left(\frac{d_{2сп}}{d_{2H}} \cdot \tg \beta_H \right) = \arctg \left(\frac{320}{384} \cdot 1,256 \right) = 48,86^\circ,$$

$$\cos \beta_{2сп} = 0,66,$$

$$l_{2ц} = \frac{l_B}{\cos \beta_{2сп}} = \frac{540}{0,66} = 821(\text{мм}).$$

- місцева швидкість звуку:

$$a_1 \approx \sqrt{k \cdot R \cdot T_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 288,15} = 340 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}} \right),$$

де $k = 1,4$ – показник ізоентропи.

- середня швидкість руху повітря в порожнині гвинта в період заповнення:

$$C_{a.сп.} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_B \cdot n_2}{\alpha'_{2B}} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 0,54 \cdot 28}{212} = 25,6 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}} \right).$$

$$\Delta\alpha_{2B} \approx \frac{2 \cdot 180 \cdot 0,821 \cdot 25,6}{337 - 24,2} = 26,8^\circ.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

- центральний кут вікна всмоктування ВН гвинта:

$$\alpha_{2B} = 212 + 26,8 = 238,8^{\circ}.$$

- допустиме значення кута вікна всмоктування:

$$[\alpha_{2B}] = 2 \cdot \pi \cdot \frac{z_2 - 1}{z_2} 2 \cdot 180 \cdot \frac{6 - 1}{6} = 300^{\circ}.$$

$$\alpha_{2B} < [\alpha_{2B}].$$

- площа вікна всмоктування:

$$\begin{aligned} F_{BC} &= \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1BH}^2) \cdot (\alpha_{1B} + \alpha_{2B}) = \\ &= \frac{3,14}{4 \cdot 180} \cdot (0,4^2 - 0,24^2) \cdot (287 + 238,8) = 0,499(\text{м}^2). \end{aligned}$$

- швидкість повітря в вікні всмоктування:

$$C_{BC} = \frac{V_D}{60 \cdot F_{BC}} = \frac{60}{60 \cdot 0,499} = 2 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right) \leq (40 \div 50) \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Вікно нагнітання

- кут стиснення ([1], с. 186):

$$\begin{aligned} W_3 &= W_0 - \frac{W_{\Pi}}{\varepsilon_r} = l_B \cdot (f_{1\Pi} + f_{2\Pi}) - \frac{W_{\Pi}}{\varepsilon_r} = 50 \cdot (111,09 - 79,51) - \frac{9770}{4} \\ &= 7784,6(\text{см}^3). \end{aligned}$$

По рис. 2.43 ([1], с. 186):

$$\left(\frac{W_3}{D_1^3} \right) \cdot 10^3 = \left(\frac{7784,6}{0,4^3} \right) \cdot 10^3 = 122^{\circ}.$$

- кут вікна нагнітання ВЧ гвинта:

$$\alpha_{1H} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \alpha_{01} = 304 - 290 + 25,125 = 39,125^{\circ} \approx 39^{\circ}8'.$$

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

- для ВН гвинта:

$$\alpha_{2H} = i_{21} \cdot \alpha_{1H} + \theta_2 + 2 \cdot \gamma_{23} = \frac{4}{6} \cdot 39,125 + 19,37 + 21,25 = 66,7^\circ.$$

- площа перерізу вікна нагнітання в торцевій площині:

$$\begin{aligned} F_{H.T.} &= \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1BH}^2) \cdot \left(\alpha_{1H} + \alpha_{2H} - \frac{\theta_2 + \theta_3}{2} \right) = \\ &= \frac{3,14}{4 \cdot 180} \cdot (0,4^2 - 0,24^2) \cdot \left(39,8 + 66,7 - \frac{29,06 + 19,37}{2} \right) = 0,0781(\text{м}^2). \end{aligned}$$

- площа циліндричної частини вікна нагнітання:

$$\begin{aligned} F_{H.Ц.} &= \frac{h \cdot D_1}{4 \cdot \pi} \cdot [(\alpha_{1H} - \beta_{01}) \cdot \cos \beta_{01} + \sin \beta_{01} - \sin \alpha_{1H}] + \\ &+ \frac{h \cdot D_2}{4 \cdot \pi} \cdot \left[(i_{21} \cdot \alpha_{1H} + \theta_3 + \theta_4 + 2 \cdot \gamma_{23}) \cdot \cos \beta_{02} + \right. \\ &+ \left. \sin \beta_{02} - \sin(i_{21} \cdot \alpha_{1H} + \theta_3 + \theta_4 + 2 \cdot \gamma_{23}) \right] = \\ &= \frac{0,64 \cdot 0,4}{4 \cdot 180} \cdot [(0,68 - 0,54) \cdot \cos 0,54 + \sin 0,54 - \sin 0,68] + \\ &+ \frac{0,96 \cdot 0,4}{4 \cdot 180} \cdot \left[\left(\frac{4}{6} \cdot 0,68 + 0,37 + 0,32 + 2 \cdot 0,338 \right) \cdot \cos 0,54 + \right. \\ &+ \left. \sin 0,54 - \sin \left(\frac{4}{6} \cdot 0,68 + 0,37 + 0,32 + 2 \cdot 0,338 \right) \right] = 0,032. \end{aligned}$$

- сумарна площа нагнітання:

$$F_H = F_{H.T.} + F_{H.Ц.} = 0,0781 + 0,032 = 0,11(\text{м}^2).$$

- швидкість повітря в вікні нагнітання:

$$C_{a.р.} = \frac{V_d \cdot p_{BC} \cdot T_{2M}}{60 \cdot F_H \cdot p_H \cdot T_{BC}} = \frac{60 \cdot 0,101325 \cdot 10^6 \cdot 341}{60 \cdot 0,11 \cdot 0,6 \cdot 10^6 \cdot 279,15} = 1,81 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right) \leq (10 \div 15) \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					ХМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

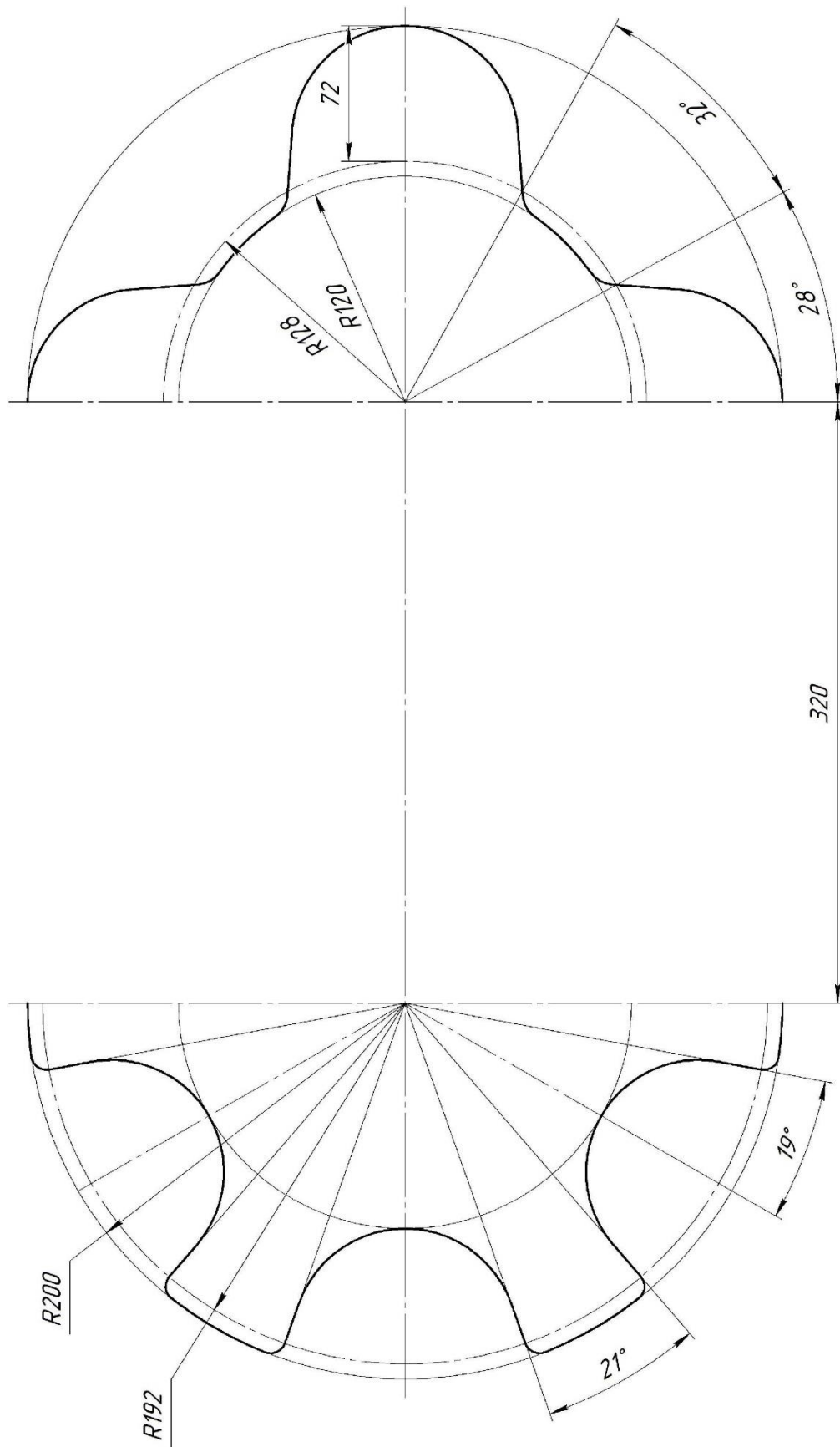


Рисунок 4.2 – Торцові перерізи ВЧ і ВН гвинтів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 08.00.00.00 ПЗ

Лист

38

5 Методика розрахунку спірального компресора



Рис. 5.1 – Розріз класичного спірального компресору

Такий компресор складається з двох евольвентних або архімедових спіралей, валу з ексцентриком, корпусу та інших складових елементів для забезпечення заданого руху і правильної взаємодії деталей компресора.

Основними деталями конструкції є рухома і нерухома спіралі, причому обидві спіралі однакові. Рухома спіраль здійснює ексцентрично-коливальний рух усередині нерухомої, при цьому газ, який захоплюється з периферії спіралями стискується порціями і рухається до центру, досягаючи максимального тиску при зімкненні спіралей, після чого виштовхується через отвір у нерухомій спіралі.

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1 - h_4$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XM 08.00.00.00 ПЗ

Лист

39

Масова витрата робочого тіла

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}$$

Об'ємна дійсна витрата робочого тіла

$$V_D = G_a v_1$$

Коефіцієнт подачі

$$\lambda$$

Об'ємна теоретична витрата робочого тіла

$$V_T = \frac{V_D}{\lambda}$$

Ізоентропна потужність

$$N_s = G_a (h_{2s} - h_1)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e$$

Ефективна потужність

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e}$$

Частота обертання ротору

$$n_c$$

Об'єм комірок за один оберт ротору

$$\Sigma W_{\Pi} = \frac{V_T}{n_c}$$

Товщина ребра спіралі

$$\delta$$

Ексцентриситет

ε

Лінійна швидкість рухомого ребра спіралі

$$u_{\text{сп}} = 2\pi n_c \varepsilon$$

Крок спіралі

$$t = 2(\varepsilon + \delta)$$

Кут закрутки спіралі

 $\theta_{\text{п}}$

Коефіцієнт спіралі (Архімеда)

$$K_{\theta} = \theta_{\text{п}} - 1$$

Висота ребра

$$h = \frac{\sum W_{\text{п}}}{2\pi t \varepsilon K_{\theta}}$$

Відносна висота

$$\bar{h} = \frac{h}{\delta}$$

Площа двох комірок на всмоктуванні

$$\sum f_{\text{я}} = \pi K_{\theta} t (t - 2\delta)$$

Об'ємна продуктивність компресору при уточнених геометричних параметрах

$$V_{\text{т}}^{\text{р}} = \sum f_{\text{я}} h n$$

6 Охорона праці

6.1 Техніка безпеки при експлуатації холодильного виробництва

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація холодильної установки повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Відповідно до закону "Про охорону праці" державний нагляд поширюється на проектні, проектно-конструкторські та науково-дослідні організації, машинобудівні і приладобудівні підприємства (незалежно від їх організаційно-правових форм) в частині забезпечення ними технологічності, надійності і якості виготовленого обладнання та приладів, раптова відмова яких при експлуатації може призвести до аварій, важких екологічних наслідків та людських жертв.

Завдяки своїм термодинамічним властивостям, фреони знайшли широке практичне застосування як холодоносії в холодильних машинах, в кондиціонерах, в парфумерії та медицині для створення аерозолів. Всі холодоагенти, які використовуються в побутових приладах, є негорючими і нешкідливими для людей речовинами. Крім використання в якості холодоносіїв, фреони застосовують як пропелантов, для гасіння пожеж (наприклад, фреон R13B1).

У присутності відкритого полум'я фреони розкладаються з утворенням токсичних продуктів, більшість з яких має характерний запах навіть при незначних концентраціях. Фреони 12, 13, 13B1, 22, 115, 502 при високих

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		42

концентраціях викликають задиху через нестачу кисню. Фреон R21 при високих концентраціях виявляє наркотичну дію.

У приміщенні, де знаходиться холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигazi марки А (кількість протигазів повинно відповідати числу робочих машинного відділення). На випадок аварійного витоку фреони з системи в машинному відділенні необхідно мати не менше двох ізолюючих протигазів (типу АСВ, ІП).

При експлуатації холодильних установок можливий вплив на працівників ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів, в тому числі:

- осколків, що розлітаються обладнання і струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливій руйнування елементів обладнання і трубопроводів;
- розташування робочих місць на значній висоті відносно поверхні землі (підлоги);
- рухомих частин обладнання (компресори, насоси, вентилятори);
- підвищеної загазованості повітря робочих зон (через можливих витоків холодоагенту з холодильних систем і внаслідок пожежі);
- підвищеної або зниженої температури поверхонь обладнання і трубопроводів;
- зниженої температури повітря робочих зон (в холодильних камерах; при обслуговуванні обладнання взимку на зовнішніх майданчиках);
- підвищеного рівня шуму на робочих місцях;
- підвищеного рівня вібрації;
- підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках і інші.

Вміст шкідливих речовин і кількість небезпечних факторів в робочих зонах не повинно перевищувати значень, визначених чинними стандартами і гігієнічними нормативами.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних установок, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, драбини.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання і трубопроводів холодильних установок слід, зокрема, передбачати:

- а) прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ);
- б) запобіжні пристрої по тиску;
- в) своєчасне огляд апаратів (судин) і трубопроводів.

Захист працівників від впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів повинна здійснюватися також на основі виконання вимог пожежної безпеки, будівельних і санітарних норм щодо розміщення обладнання і влаштування систем, приміщень, вимог безпеки при монтажі та ремонті.

Для захисту працівників, зайнятих експлуатацією холодильних установок, від знижених температур і підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках слід передбачати для них спецодяг і спецвзуття згідно з діючими нормативами.

Охорона навколишнього природного середовища забезпечується ретельною герметизацією холодильних систем, недопущенням викидів холодоагентів при ремонтах, оглядах, демонтаж обладнання і трубопроводів, контролем за недопущенням витоків холодоагентів під час вироблення холоду відповідно до інструкцій організацій-виробників холодильних установок.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

6.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів холодильного виробництва

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектованого обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їм.

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих державних стандартів. Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°C вище температури газу в трубопроводі.

Для ущільнення фланцевих з'єднань ділянок повітропроводів, прокладених в підземних виробках шахт, слід застосовувати прокладки зі спеціальної тепло- і мастилостійкої гуми з температурою займання не нижче

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

350°C. Гумові прокладки повинні бути виготовлені в централізованому порядку і мати відмінне клеймо. Застосування гумових прокладок без клейма забороняється.

Пристрій зовнішніх нагнітальних повітропроводів повинно виключати можливість їх внутрішнього обмерзання. Повинна бути передбачена можливість вільного температурного розширення трубопроводу, що запобігає його деформацію і розлад з'єднань, а також виникнення додаткових зусиль на з'єднанні з ним машини або апарати. Трубопровід, прокладений поблизу тепловипромінюючих апаратів, повинен бути теплоізований.

Трубопроводи повинні бути прокладені від електрокабелів, електропроводів і електроустаткування на відстані не менше 0,5 м.

Повітропроводи повинні укладатися з ухилом 0,003 в бік лінійних, водовідокремлювачів. Повинно бути забезпечено відсутність мертвих зон, де може накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, повинні встановлюватися лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою. Пристосування для продувки повинні бути доступні для обслуговування.

Всі пристрої для видалення нагромаджується в повітропроводі масла і води повинні бути в повній справності і регулярно перевірятися обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв їх відігрівання дозволяється проводити гарячою водою, парою або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню забороняється.

На повітропроводах не допускається наявність глухих відводів і заглушених штуцерів, що сприяють накопиченню і самозаймання масляних відкладень.

Арматура, яка встановлюється на трубопроводах, повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

Апарати і трубопроводи з температурою поверхні вище +45°C, що розташовуються на робочих місцях і в місцях основних проходів, повинні мати теплову ізоляцію. Стінки циліндрів компресора ізоляції не підлягають.

Вентилі, засувки, клапани повинні бути в повній справності і забезпечувати можливість швидкого і надійного припинення доступу повітря або газу.

Арматура повинна бути пронумерована і мати ясно видимі стрілки, що вказують напрямок обертання маховиків, а також стрілки, що позначають «відкрито» і «закрито».

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні трубопроводів повинно витримуватися протягом 5 хв, після чого тиск повинен бути знижений до робочого. При робочому тиску виробляються огляд трубопроводу і обстукування зварних швів молотком вагою не більше 1,5 кг.

Результати випробування вважаються задовільними, якщо під час випробування не відбулося падіння тиску за манометром, а в зварних швах, трубах, корпусах, арматурі і т. п. Не виявлено ознак розриву, протікання і запотівання.

Трубопроводи, прокладені в непрохідних каналах, випробовуються по падінню тиску. Трубопроводи на тиск понад 100 кгс/см² випробовуються відповідно до ПУГ-69.

При мінусових температурах навколишнього середовища гідравлічні випробування проводяться на гарячій воді з негайним зливом її після випробування.

Записи проведення чистки трубопроводів, поточного огляду і ремонту, а також результати пневматичного і гідравлічного випробування трубопроводів повинні заноситися в журнал (формуляр) обліку ремонту компресорної установки і повинен складатися акт.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

Під час ремонту трубопроводу та його частина, що ремонтується, повинна бути від'єднана від мережі з обох сторін і очищена від залишків масла, що залишилися.

Після ремонту та очищення необхідно упевнитися в тому, що в трубопроводі не залишилося будь-яких сторонніх предметів.

Шум - це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Нормовані параметри шуму на робочих місцях визначені ГОСТ 12.1.020-79 і санітарними нормами ССБТ. Шум. Метод контролю на морських речних судах. (діє в Україні до 01.01.2022 р.).

Документи дають класифікацію шумів по спектру (на широкосмугові і тональні) і за часовими характеристиками (на постійні і непостійні) [8, 9].

Вібрація - це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

При підвищенні частот коливань більше 0,7 Гц можливі резонансні коливання в органах людини. Резонанс людського тіла, окремих органів настає під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів з частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташовується в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних - 1,5...2,0 Гц.

Гігієнічне нормування вібрацій регламентує параметри виробничої вібрації і правила роботи з вібронебезпечним механізмами і обладнанням, ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги», санітарні норми СН 2.2.412.1.8.556-96 «Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель» [10, 11].

Документи встановлюють класифікацію вібрацій, методи гігієнічної оцінки, нормовані параметри і їх допустимі значення, режими праці осіб

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

вібронезбезпечних професій, що піддаються впливу локальних вібрацій, вимоги до забезпечення вібробезпечного і до вібраційних характеристик машин.

Для зменшення вібрації і шуму передбачаються наступні заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;
- системи повітропроводів постачають глушниками, повітроводи звукоізолюючі;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізоляційні фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

Виробниче освітлення відповідно до СНиПІІ-4-79 «Природне і штучне освітлення» має забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і загальну стомлюваність. Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, який визначається наступними параметрами [12]:

- об'єкт розрізнення - найменший розмір розглянутого предмета, окрема його частина, дефект, який необхідно розрізнити в процесі роботи;
- фон-поверхня, прилегла безпосередньо до об'єкта розрізнення, на якій він розглядається. Характеризується коефіцієнтом відображення (при коефіцієнті відбиття поверхні більше 0,4 фон вважається світлим, 0,2 ... 0,4 - середнім і менше 0,2 - темним);
- контраст об'єкта з фоном. Характеризується відношенням яскравості розглянутого об'єкта і фону (контраст об'єкта з фоном вважається великим при значеннях до більш 0,5, середнім при значеннях $k = 0,2 \dots 0,5$ і малим при значеннях до менше 0,2).

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення.

- на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней усвідомлює нерівномірність розподілу поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці.

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		50

довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

Електробезпека - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75 і «Правил улаштування електроустановок» [13].

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [14-16].

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		51

6.3 Розрахунок природнього та штучного освітлення

6.3.1 Розрахунок природнього освітлення

Нормоване значення коефіцієнта природнього освітлення (КПО) для четвертого світлового поясу України, e_{IV} визначається за формулою:

$$e_{IV} = e_{III} \cdot m \cdot c$$

де e_{III} – нормоване значення КПО для III світлового поясу згідно з СНиП II-4-79.

Для більшості адміністративно-управлінських будівель, у яких виконуються роботи III розряду (середньої точності), для бокового освітлення $e_{III} = 1,5\%$;

m – коефіцієнт світлового клімату (для України $m = 0,9$);

c – коефіцієнт сонячності. Для географічної широти м. Суми розташовано у межах $0,75 \div 1,0$.

$$e_{IV} = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1,22 (\%)$$

Фактичне значення коефіцієнта природнього освітлення для досліджуваного приміщення можна вивести з формули:

$$100 \cdot \frac{S_0}{S_{\Pi}} = \frac{e_H \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot k_{зд}}{\tau_0 \cdot \Gamma_1}$$

звідки

$$e_{\phi} = \frac{100 \cdot S_0 \cdot \tau_0 \cdot \Gamma_1}{S_{\Pi} \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot k_{зд}}$$

де S_0 – площа всіх вікон у приміщенні, m^2 , $S_0 = 2,5 \cdot 1,8 \cdot 4 = 18,0 (m^2)$;

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

$S_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, $S_{\text{п}} = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0 \text{ (м}^2\text{)}$;

τ_0 – загальний коефіцієнт світлопроникнення віконного отвору. Для віконних отворів адміністративно-управлінських споруд, не оснащених сонцезахисними пристроями, $\tau_0 = 0,5$;

r_1 – коефіцієнт, який враховує відбиття світла від внутрішніх поверхонь приміщення. Його значення залежить від розмірів приміщення (довжини і ширини), глибини приміщення (відстані від вікна до протилежної його стінки), висоти від верху вікна до рівня робочої поверхні, відстані розрахункової точки від вікна, середньозваженого коефіцієнта відбиття світла від стін, стелі, підлоги, $\rho_{\text{ср}}$. Для приміщень зі світлими меблями ($\rho_{\text{ср}} = 0,4$), з відношенням глибини приміщення до висоти від рівня умовної робочої поверхні до верху вікна 2,4, відношенням відстані розрахункової точки від зовнішньої стіни до глибини приміщення 0,92, відношенням довжини приміщення до його глибини 2,17, значення коефіцієнта r_1 визначаємо за таблицею 6.3 [15]: $r_1 = 2,4$;

η_0 – світлова характеристика вікна вибирається з таблиці 6.4 [15]:
 $\eta_0 = 10$;

$K_{\text{зд}}$ – коефіцієнт, який враховує затемнення вікон іншими спорудами, приймаємо, що споруд немає, код $K_{\text{зд}} = 1,0$;

K_3 – коефіцієнт запасу, береться у межах $1,3 \div 1,5$, приймаємо $K_3 = 1,4$

Фактичне значення коефіцієнта природнього освітлення для досліджуваного приміщення:

$$e_{\phi} = \frac{100 \cdot 18,0 \cdot 0,5 \cdot 2,4}{78,0 \cdot 10 \cdot 1,4 \cdot 1,0} = 1,98 (\%)$$

Порівнюючи значення нормованого коефіцієнта природнього освітлення $e_{\text{IV}} = 1,22\%$ і фактичне його значення $e_{\phi} = 1,98\%$ ($e_{\phi} < e_{\text{IV}}$) можна зробити

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		53

висновок, що у даному приміщенні природне освітлення є ефективним. Додаткові заходи з покращення природнього освітлення у досліджуваному приміщенні не потрібні.

6.3.2 Розрахунок штучного освітлення

Нормоване значення освітлення для економічного відділу при загальному освітленні згідно СНиП II-4-79 складає при використанні газорозрядних ламп – 300 лк.

Значення фактичного освітлення, лк, у відділі можна знайти за допомогою методу коефіцієнта використання ствілового потоку за формулою:

$$F_{л} = \frac{E_{min} \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta_{б} \cdot N \cdot \eta}$$

звідки

$$E_{\phi} = \frac{F_{л} \cdot \eta_{б} \cdot N \cdot \eta}{S \cdot k \cdot z}, \text{ лк}$$

де $F_{л}$ – світлової потік однієї лампи, лм. За таблицею 6.6 [15] для лампи ЛБ 40 $F_{л} = 3120$ лм;

$\eta_{в}$ – коефіцієнт використання світлового потоку. Для світильників, які використовуються у адміністративних приміщеннях для традиційних розмірів приміщення і кольорового оздоблення, може набувати значень у межах $\eta_{в} = 0,4 \div 0,6$, приймаємо $\eta_{в} = 0,5$;

N – кількість світильників, шт. Задане у початкових даних кількість світильників розміщуємо рівномірно по площі приміщення, за сторонами прямокутника, виконуючи такі умови: сторони прямокутника 1,8x3,0 м, відстань від світильників до стіни складає приблизно половину від відстані між

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

світильниками (ширини чи довжини прямокутника): $l_1 = 1 \text{ м}$, $l_2 = 1,5 \text{ м}$ (див. рис. 6.1); висоту підвішування світильника над робочою площиною H_p визначаємо як різницю між висотою приміщення і стандартною висотою розміщення над підлогою робочої площини, яка дорівнює $0,8 \text{ м}$, та висотою підвішування світильника (приймаємо $h_{\text{под}} = 0,1 \text{ м}$): $H_p = 4,5 - 0,8 - 0,1 = 3,6 \text{ (м)}$

n – кількість ламп у світильнику, $n = 4$;

S – площа приміщення, $S = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0 \text{ (м}^2\text{)}$;

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5 \div 2,0$, приймаємо $k = 1,7$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінесцентних ламп

$z = 1,1$

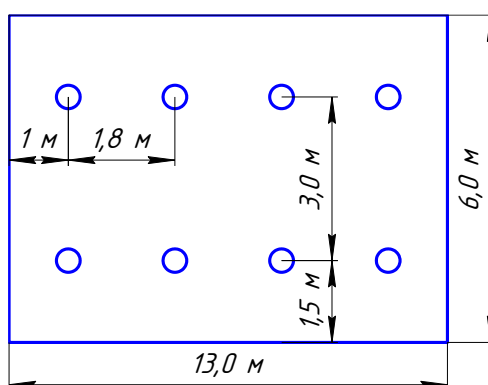


Рис. 6.1 – Схема розташування світильників

Фактичне значення освітленості:

$$E_{\phi} = \frac{3120 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 4}{78,0 \cdot 1,7 \cdot 1,1} = 342,25 \text{ (лк)}$$

Таким чином фактичне значення освітленості ($342,25 \text{ лк}$) приблизно дорівнює нормативному (300 лк), а відхилення значення фактичного освітлення від нормативного менше 20% :

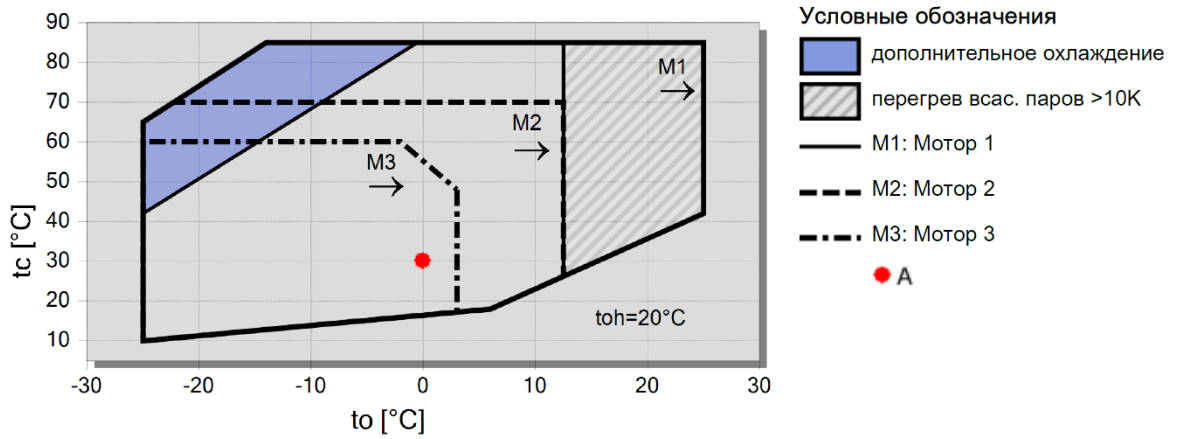
$$\eta = \frac{342,25 - 300}{300} \cdot 100 = 14,08 (\%),$$

тобто штучне освітлення у відділі є ефективним.

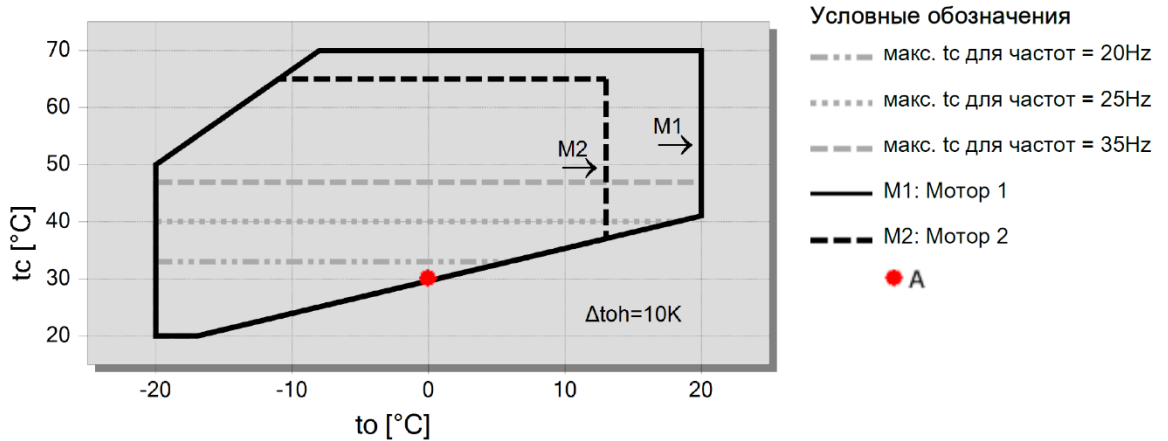
7 Результати розрахунку холодильних компресорів об'ємної дії

Результат розрахунку				
Компресор	HSK5343-30-40P	ESH743Y-40S	4NES-12Y-40P	4JE-13Y-40P
Тип	Гвинтовий	Спіральний	Поршневий	Поршневий
Ступінь регулювання продуктивності	100%	100%	100%	100%
Холодопродуктивність	50,9 kW	28,6 kW	34,5 kW	38,7 kW
Продуктивність випаровувача	50,9 kW	28,6 kW	34,5 kW	38,7 kW
Споживана потужність	11,23 kW	5,40 kW	6,48 kW	7,36 kW
Струм (400V)	18,57 A	12,52 A	12,28 A	14,93 A
Напруги живлення	380-415V	380-420V	380-420V	380-420V
Продуктивність конденсатору	62,1 kW	34,0 kW	41,0 kW	46,1 kW
COP/ККД	4,53	5,30	5,32	5,26
Масова витрата	1062 kg/h	597 kg/h	720 kg/h	808 kg/h
Температура нагнітання без охолодження	59,2 °C	53,9 °C	53,7 °C	54,1 °C
Технічні дані				
Об'ємна продуктивність (2900об/хв 50 Гц)	84 m ³ /h	43 m ³ /h	56,25 m ³ /h	63,5 m ³ /h
Об'ємна продуктивність (3500об/хв 60 Гц)	101 m ³ /h	51,8 m ³ /h	67,89 m ³ /h	76,64 m ³ /h
Вага	170 kg	95 kg	141 kg	179 kg
Максимальний надлишковий тиск (НД/ВД)	19 / 28 bar	19 / 28 bar	19 / 32 bar	19 / 32 bar
Габарити (Д*Ш*В)	765*439*370	347*314*639	634*303*385	634*303*385
Параметри мотору				
Напруга мотору	380-415V PW-3-50Hz	380-420V Y-3-50Hz	380-420V PW-3-50Hz	380-420V PW-3-50Hz
Максимальний робочий струм	52,0 A	32,0 A	15,9 A	19,8 A
Пусковий струм	126,0 AD / 218,0ADD	152,0 A	69,0 A Y / 113,0 A YY	81,0 A Y / 132,0 A YY
Максимальне споживання	33,1 kW	17,0 kW	9,0 kW	11,0 kW

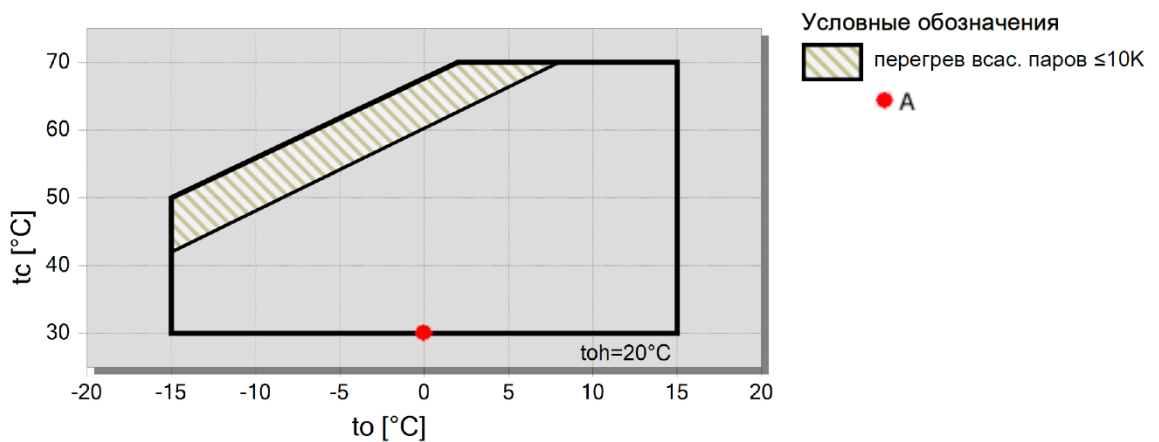
8 Підбір оптимального варіанту компресора



Межі застосування поршневого компресора



Межі застосування гвинтового компресора



Межі застосування спірального компресора

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XM 08.00.00.00 ПЗ

Лист

57

Висновки та рекомендації

Проаналізувавши результати розрахунків, можна зробити висновок, що найбільше задовольняє вимогам спіральний компресор. У ньому найменша споживана потужність на одиницю холодопродуктивності. Також визначальним фактором у виборі спірального компресора став коефіцієнт перетворення циклу (COP), який складає 5,3. Лише поршневий компресор 4NES-12Y-40P може конкурувати з ним, тому що має COP = 5,32, але за всіма іншим показниками він гірший, ніж спіральний.

Другим за важливістю фактором є масова витрата холодильного агента у співвідношенні з об'ємною продуктивністю компресора, яка у спірального також є найменшою.

Не можна залишити без уваги й масогабаритні показники порівнюваних компресорів. Тут, знову ж таки, лідерство за спіральним компресором. У нього найбільше співвідношення потужності на одиницю маси і, відповідно, найменше споживання від електромережі.

Порівнюючи межі застосування кожного з видів компресорів і враховуючи положення робочої точки, можна зробити висновок, що всі вони працюють у допустимих межах та мають значний запас за температурою всмоктування. Найбільший цей запас у поршневих компресорів, який складає 50 град., на другому місці гвинтові та спіральні компресори, у яких він знаходиться на рівні 40 град.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		58

Список використаних джерел

1. Мілованов, В. І. Компресори об'ємного стиснення [Текст] : підручник / В. І. Мілованов, Н. І. Водяницька, В. Д. Мельников. — Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2015. — 332 с.
2. Федоров, О. Г. Компресорні машини : підручник / О. Г. Федоров, В. І. Мілованов, Д. М. Єременко. — Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2016. — 290 с.
3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.
4. Методичні вказівки до індивідуальної роботи на тему «Розрахунок поршневого багатоступеневого компресора» з дисципліни «Об'ємні компресори» / укладачі: Ю. М. Вертепов, Є. М. Олада. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 14 с.
5. Чернавський С.А., Боков К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. -М.: Машиностроение, 1988.- 416с.
6. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування на тему «Розрахунок і вибір самодіючих клапанів об'ємних холодильних компресорів» / укладач Ю. М. Вертепов. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 15 с.
7. Пластинин П.И., Никоноров В.А. Поршневые компрессоры. Руководство по курсовому проектированию. ч. I. – М.: Изд. МВТУ, 1972. – 62 с.
8. Бамбушек Е.М. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
9. Кошкин Н.Н. и др. Холодильные машины. - Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
10. Методичні вказівки до виконання індивідуальної роботи «Розрахунок гвинтового маслозаповненого компресора» з курсу «Об'ємні компресори» для студентів напряму підготовки 6.050604

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		59

«Енергомашинобудування», спеціальності 090508 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» / Укладач Ю.М. Вертепов. – Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 13с.

11. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 2. Расчет роторных компрессоров холодильных машин: Учеб. пособие / А.Н. Носков, В.И. Пекарев, А.А. Малышев и др. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 95 с.

					<i>ХМ 08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		60