

<i>Вступ</i>	3
<i>1 Розрахунок ротаційно-пластинчатого компресора</i>	4
<i>1.1 Коротка характеристика компресора</i>	4
<i>1.2 Тепловий розрахунок</i>	5
<i>1.3 Конструктивний розрахунок</i>	7
<i>1.4 Оцінка маси</i>	8
<i>2. Розрахунок поршневого компресора</i>	9
<i>2.1 Коротка характеристика компресора</i>	9
<i>2.2 Термодинамічний розрахунок холодильного компресора</i>	10
<i>2.3 Визначення геометричних розмірів</i>	11
<i>2.4 Оцінка маси</i>	13
<i>3. Розрахунок гвинтового компресора</i>	14
<i>3.1 Коротка характеристика компресора</i>	14
<i>3.2 Тепловий розрахунок</i>	15
<i>3.3 Конструктивний розрахунок</i>	17
<i>3.4 Оцінка маси</i>	21
<i>4. Розрахунок спірального компресора</i>	22
<i>4.1 Коротка характеристика компресора</i>	22
<i>4.2. Термодинамічний розрахунок спірального компресора</i>	23
<i>4.3 Конструктивний розрахунок спірального компресора</i>	24
<i>4.4 Оцінка маси</i>	25
<i>5. Порівняльна характеристика розрахованих компресорів</i>	25
<i>Загальні висновки</i>	28
<i>Використані джерела</i>	30
<i>Додатки</i>	31

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 зовні холодильника; випарник, що знаходиться всередині холодильника; терморегулюючий розширювальний вентиль, ТРВ, що є дросельним пристроєм; холодоагент, що циркулює у системі речовина з певними фізичними характеристиками.

Залежно від виду холодильного компресора ПКХМ поділяються на об'ємного та динамічного принципу дії. У свою чергу, компресорні машини об'ємного принципу дії поділяють на поршневі та ротаційні. Останнім часом підвищилась цікавість до використання спіральних компресорів.

Спіральні компресори завдяки численним перевагам знайшли широке застосування в багатьох холодильних установках комерційного та промислового призначення та у системах кондиціонування повітря. З часу впровадження, мільйони спіральних компресорів, працюють в усьому світі, а саме, у харчовій промисловості, судових холодильних установках, системах кондиціонування житлових будинків і торговельних підприємств. Основні переваги спіральних компресорів: високий холодильний коефіцієнт, малий рівень шуму та вібрації, великий ресурс роботи. У зв'язку з цим викликає інтерес порівняння спіральних компресорів з компресорами інших типів об'ємного принципу дії. Спіральні компресори довели свою надійність, при цьому не поступаючись, а частіше перевершуючи за ефективністю компресори інших типів.

1. Розрахунок ротаційно-пластинчатого компресора

1.1 Коротка характеристика компресора

Під ротаційними компресорами (РК) розуміють машини об'ємного принципу дії з одним або декількома роторами, що обертаються. Існує багато конструктивних типів РК, серед яких у холодильній техніці знайшли застосування пластинчаті РК і з ротором, що котиться. Часто зустрічаються двороторні компресори, а також компресори з частковим внутрішнім стисненням. Переваги вказаних РК є:

- простота конструкції і низька вартість виготовлення;
- надійність експлуатації і проста обслуговування;
- відсутність клапанів на всмоктуванні і, як правило, на нагнітанні, що, окрім інших переваг, зумовлює малі гідравлічні втрати на цих трактах;
- стабільність характеристик протягом терміну експлуатації машини.

До недоліків пластинчатих РК необхідно віднести значний знос неметалевих пластин і значні втрати потужності на тертя пластин у пазах і при ковзанні по циліндру. Крім того, існують значні труднощі по забезпеченню високих вимог до якості пластин. Енергетична ефективність пластинчатих РК нижча, ніж у поршневих компресорів, як внаслідок зазначених причин, так і через значні перетікання пари у зазорах.

Холодильні пластинчаті компресори працюють при подачі невеликої кількості мастила (крапельне змащення) для зменшення роботи тертя пластин. Проте останніми роками з'явилися РК з подачею значної кількості мастила у робочі комірочки, що необхідно не лише для змащування поверхонь тертя, а й для ущільнення зазорів та охолодження робочої речовини. Це маслозаповнені РК.

Вихідні дані для виконання розрахункової роботи наведені у таблиці 1. (для всіх чотирьох компресорів однакові).

Таблиця 1. Вихідні дані

Холодопродуктивність $Q_0, \text{кВт}$	Робоче тіло	Температура кипіння $t_0, ^\circ\text{C}$	Температура конденсації $t_k, ^\circ\text{C}$	Температура перегретої пари $t_{\text{пер}}, ^\circ\text{C}$
50	R22	-20	35	10
ПКХМ з регенеративним теплообмінником				

1.2. Тепловий розрахунок

Розрахункова схема одноступеневої парокompресійної холодильної машини наведена на рисунку 1.

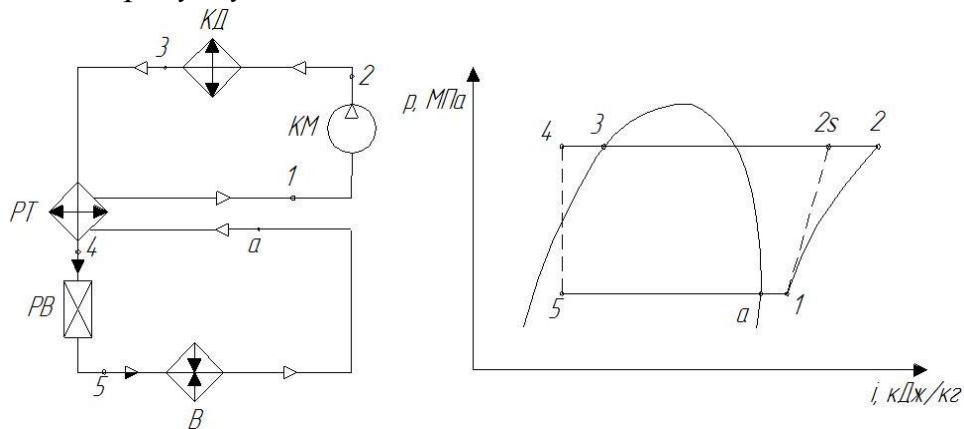


Рисунок 1 Схема і цикл одноступеневої ПКХМ

Термодинамічні процеси у циклі ПКХМ:

- a-1* – перегрівання пари на вході у компресор;
- 1-2s* – адіабатне стиснення у компресорі;
- 1-2* – політропне стиснення у компресорі;
- 2-3* – процес конденсації пари у конденсаторі (ізобарний процес);
- 3-4* – переохолодження пари у регенеративному теплообміннику;
- 4-5* – дроселювання пари у регулюючому вентилі;
- 5-a* – кипіння холодильного агента у випарнику.

Умовні позначення:

- КД – Конденсатор;
- РТ – Регенеративний теплообмінник;
- КМ – Компресор;
- РВ – Регулюючий вентиль;
- В – Випарник.

3 P - I діаграми для R22 визначаємо тиски:

- 1) кипіння $p_o = 0,25 \text{ МПа}$,
- 2) конденсації $p_k = 1,5 \text{ МПа}$.

Перепад тиску у циклі становить:

$$\Delta p = p_k - p_o = 1,5 - 0,25 = 1,25 \text{ МПа},$$

$$[\Delta p] = 1 \text{ МПа}.$$

У P - I -діаграмі для R22 будуємо цикл даної ХМ і визначаємо параметри вузлових точок, які заносимо у таблицю 2.

Таблиця 2. Параметри у вузлових точках

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 $t, ^\circ \text{C}$	-20	-10	90	70	35	22	-20
Тиск $p, \text{МПа}$	0,25	0,25	1,5	1,5	1,5	1,5	0,25
Ентальпія $i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	392	417	472	442	248	228	228
Питомий об'єм $v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,09	0,11	-	-	-	-	-

Питома холодопродуктивність:

$$q_o = i_a - i_5 = 392 - 228 = 164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата холодильного агенту у циклі:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} = \frac{50}{164} = 0,31 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Питомий об'єм на всмоктуванні у компресор:

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

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,11} = 1491 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Дійсна об'ємна продуктивність:

$$V_o = \frac{\dot{Q}_o}{q_v} = \frac{50}{1491} = 0,034 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_T = \frac{V_o}{\lambda} = \frac{0,034}{0,67} = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де $\lambda = 0,67$ - коефіцієнт подачі, [1, рис. 5.73, с. 210]:

Ступінь підвищення тиску:

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

Питома робота адіабатного стиснення для компресора:

$$l_{ad} = i_{2s} - i_1 = 442 - 417 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ізоентропна робота стиснення робочої речовини:

Ефективна потужність:

$$N_e = \dot{m} \cdot \frac{l_{ad}}{\eta_e} = 0,31 \cdot \frac{25}{0,46} = 16,8 \text{ кВт},$$

де $\eta_e = 0,46$ ефективний ККД, згідно [1, рис. 5.74, с. 211].

Потужність електродвигуна:

$$N_{об} = N_e \cdot 1,3 = 16,8 \cdot 1,3 = 21,84 \text{ кВт}.$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_o = \frac{q_o}{l_s} = \frac{164}{25} = 6,56.$$

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_a = \frac{Q_o}{N_e} = \frac{50}{16,8} = 2,97.$$

Вибір електродвигуна:

Приймаємо електродвигун 4А180S2У3 з частотою обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$ і потужністю $N_{\text{об}} = 22 \text{ кВт}$, [2, додаток ПІ, с. 390.]
 Основні результати розрахунків заносимо до таблиці 3.

Таблиця 3. Параметри у вузлових точках

$V_{\text{д}}, \text{м}^3/\text{с}$	$V_{\text{м}}, \text{м}^3/\text{с}$	$\varepsilon_{\text{д}}$	λ	η_e	$N_e, \text{кВт}$	$N_{\text{об}}, \text{кВт}$
0,034	0,05	2,97	0,67	0,46	16,8	21,84

1.3. Конструктивний розрахунок

Товщина пластини з графіту приймаємо, [3 с. 7]:

$$\delta = 5 \text{ мм.}$$

Відносна товщина пластини, [3, с. 7]:

$$\bar{\delta} = 0.014$$

Відносний ексцентриситет приймаємо, [3, с. 7]:

$$\bar{e} = 0.15.$$

Оптимальне число пластин для РПК без розвантажувальних кілець, [3, с. 7]:

$$z = 3.14 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \bar{e} + 1}{3 \cdot \bar{\delta}}} = 3.14 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0.15 + 1}{3 \cdot 0.014}} = 9.9.$$

Так як РПК без розвантажувальних кілець, то число пластин приймаємо:

$$z = 10.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив числа пластин на продуктивність РПК, [3, табл. 3.1, с. 7]:

$$C = 12.4$$

Кутовий розмір робочої комірки:

$$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z} = \frac{360}{10} = 36^\circ.$$

Відносна довжина ротора, [3, с. 8]: $\bar{l} = 7.$

Внутрішній радіус циліндра:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{д}}}{\lambda \cdot C \cdot \bar{e} \cdot \bar{l} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{0.034}{0.8 \cdot 12.4 \cdot 0.15 \cdot 7 \cdot 10}} = 0.07 \text{ м.}$$

Середня колова швидкість кінців пластин:

$$u_{\text{CP}} = R_{\text{д}} \cdot 3.14 \cdot n \cdot (2 + \bar{e}) = 0.07 \cdot 3.14 \cdot 10 \cdot (2 + 0.15) = 5,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Допустима колова швидкість для графітових пластин з розвантажувальними кільцями: $[u_{\text{CP}}] = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$

Довжина ротора, [3, с. 8]:

$$l = \bar{l} \cdot R_{\delta} = 7 \cdot 0,07 = 0,49 \text{ в}$$

Ексцентриситет

$$e = \bar{e} \cdot R_{\delta} = 0,15 \cdot 0,07 = 0,011 \text{ в} .$$

Радіус ротора

$$r = R_{\delta} - e = 0,07 - 0,011 = 0,059 \text{ в} .$$

Висота пластин, [3, с. 8]:

$$h = \bar{h} \cdot r = 0,5 \cdot 0,059 = 0,030 \text{ в} .$$

Кут закриття всмоктувального вікна, [3, с. 8]:

$$\alpha_1 = 0,7 \cdot \beta = 0,7 \cdot 36 = 25,2^{\circ} .$$

Кут закриття вікна нагнітання, [3, с. 8]:

$$\alpha_2 = 1,0 \cdot \beta = 1,0 \cdot 36 = 36^{\circ} .$$

Кут відкриття всмоктувального вікна, [3, с. 8]:

$$\alpha_3 = 1,0 \cdot \beta = 1,0 \cdot 36 = 36^{\circ} .$$

Середній умовний показник політропи стиснення для R22, [3, с. 8]:

$$n_{СЖ} = 1,2 .$$

Кут стиснення, [3, с. 8]

$$\alpha_4 = \arccos \left[\frac{2}{\pi^{n_{СЖ}}} - 1 \right] = \arccos \left[\frac{2}{6^{1,2}} - 1 \right] = 123^{\circ} .$$

Торцевий зазор РПК, у якому матеріали корпусу та ротора однакові,

$$[3, с. 9]: \quad \Delta_T = \frac{2}{3} \cdot t_{ad} \cdot l \cdot \alpha + \varepsilon ,$$

де $t_{ad} = 90^{\circ} \text{N}$ - температура пари у кінці адиабатного стиснення у компресорі;

$\alpha = 0,104 \cdot 10^{-5} \text{ K}$ - коефіцієнт лінійного розширення для сталі;

$\varepsilon = 0,15 \text{ мм}$ - гарантований зазор на товщині шару мастила;

$l = 0,49 \text{ в}$ - довжина ротора.

$$\Delta_T = \frac{2}{3} \cdot (273 + 90) \cdot 490 \cdot 0,104 \cdot 10^{-5} + 0,15 = 0,27 \approx 0,3 \text{ в} .$$

Радіальний зазор між ротором та корпусом, [3, с. 9]:

$$\Delta_R = r \cdot \alpha \cdot \Delta t + \varepsilon = 0,059 \cdot 0,104 \cdot 10^{-5} \cdot 30 + 0,15 = 0,15 \text{ в} ,$$

де $\Delta t = 30^{\circ} \text{ C}$ - різниця температур між ротором та корпусом.

Зазор у пазах ротора, [3, с. 9]: $\Delta_{II} = 0,35 \text{ мм}$.

1.4. Оцінка маси

Розрахунок маси і об'єму виконуємо шляхом аналізу геометрії.

Для повної оцінки маси та об'єму, обираємо основні деталі ротаційно-пластинчатого компресора: ротор та корпус. Саме вони будуть складати

найбільшу частину його маси, на інші дрібні деталі додаємо 10% маси ротора та корпусу.

Масу компресора знаходимо за формулою: $m = V \cdot \rho$, (кг)

Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.

Таблиця 4. Маси основних деталей компресора

Деталі	Розрахункова формула	Матеріал деталі	Густина матеріалу ρ , кг / м ³	Об'єм деталі V , м ³	Маса деталі m , кг
Ротор	$V_{\text{рот}} = \pi \cdot r^2 \cdot l$	Сталь45	7826	0,0043	33,82
Корпус*	$V_{\text{корп}} = (\pi \cdot R_1^2 - \pi \cdot R_2^2) \cdot L_1$	СЧ20	7100	0,00292	21
Дрібні деталі	10%	-	-	0,00072	5,5
Всього:				0,00796	61

*При розрахунку об'єму корпусу, беремо товщину стінки корпусу $\delta = 10$ мм, тоді зовнішній радіус корпусу $R_1 = R_2 + \delta$, а довжина корпусу $L_1 = l_{\text{рот}} + 2 \cdot \delta$

2. Розрахунок поршневого компресора

2.1. Коротка характеристика компресора

Компресор, що проектується – холодильний, поршковий, одноступеневий, непрямоточний, двоциліндровий, вертикальний, з блок-картерним виконанням, простої дії, безкрейцкопфний, з вбудованим електродвигуном, безсальниковий, з вільно-примусовою системою змащення (змащення від насоса та розбризкуванням), стаціонарний, з середньотемпературним режимом роботи, фреоновий, середньої холодопродуктивності. Норма витрати мастила для циліндрів становить 0,12 л/с. Застосовується мастило типу ХФ-22-18.

У компресорі використовується тронкові алюмінієві поршні, клапани на всмоктуванні і нагнітанні прийняті згідно з розрахунками - смугові. Охолодження циліндрів - парами холодильного агента (R22). Пара надходить до компресора через всмоктувальний патрубок, проходить через електродвигун, охолоджуючи його, гільзу і потім потрапляє на всмоктування. Місце посадки ущільнено спеціальними паронітовими прокладками.

Ротор електродвигуна виконує функцію маховика. Маховик у свою чергу є акумулятором енергії поршневого компресора, що дозволяє подолати інерцію механізму руху у мертвих точках. Маслонасос шестеренний вбудованого типу. Масло після маслонасоса подається на змащення до пар тертя через свердління у валу і шатуні.

Вихідні дані для виконання розрахункової роботи наведені у таблиці 1.

2.2. Термодинамічний розрахунок холодильного компресора

Розрахункова схема одноступеневої парокompресійної холодильної машини показана на рисунку 2.

Параметри вузлових точок ПКХМ див. таблицю 2.

Температура переохолодження для фреонових компресорів визначається з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника.

$$i_3 - i_4 = 0,8 \cdot (i_1 - i_a) \Rightarrow i_4 = i_3 - 0,8 \cdot (i_1 - i_a) = 248 - 0,8 \cdot (417 - 392) = 228$$

Для стандартного режиму визначаємо відношення тисків

$$\pi_i = p_e / p_0 = 1,5 / 0,25 = 6.$$

Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = i_a - i_5 = 392 - 228 = 164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{164}{0,11} = 1491 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома ізентропна робота стиснення робочої речовини:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 442 - 417 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора на робочому режимі:

$$\lambda = (\lambda_c \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl})$$

Задаємося величиною $c = 0,04$, тоді

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_i + \Delta \delta_i}{\delta_{\text{ан}}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,5 + 0,15}{0,25} - 1 \right) = 0,824.$$

$$\Delta \delta_i = (0,1 \dots 0,15) \cdot \delta = 0,1 \cdot 1,5 = 0,15 \text{ К}$$

$$\lambda_{\text{ад}} = 1 - \frac{(1 + \tilde{n}) \Delta p_{\text{ан}}}{\lambda_{\tilde{n}} \cdot \delta_{\text{ан}}} = 1 - \frac{(1 + 0,04) \cdot 0,025}{0,894 \cdot 0,25} = 0,874.$$

$$\Delta \delta_{\text{ан}} = (0,05 \dots 0,1) \cdot \delta_{\text{ан}} = 0,1 \cdot 0,25 = 0,025 \quad \lambda_w = \frac{T_0}{T_e} = \frac{253}{308} = 0,82.$$

Приймаємо $\lambda_{nl} = 0,99 \div 0,95$ при $\pi_i = 2 \dots 10$, $\pi_i = 6 \Rightarrow \lambda_{re} = 0,968$

Тоді $\lambda = (\lambda_c \cdot \lambda_{\text{ад}} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{re}) = 0,824 \cdot 0,874 \cdot 0,82 \cdot 0,968 = 0,572.$

Визначаємо потужність електродвигуна у такій послідовності:

а) знаходимо індикаторний ККД

$$\eta_i = \lambda_w \cdot \lambda_{re} + b \cdot t_0 = 0,82 \cdot 0,968 + 0,0025 \cdot (-20) = 0,74.$$

де $b=0,0025$ для фреонових компресорів [7, с. 10.]

б) знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора

$$V_a = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{50}{1491} = 0,034 \frac{\text{л}^3}{\text{с}}$$

в) знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора

$$V_o = \frac{V_a}{\lambda} = \frac{0,034}{0,572} = 0,06 \frac{\text{л}^3}{\text{с}}$$

г) адіабатну потужність компресора визначаємо за формулою:

$$N_{aa} = M_a \cdot l_o = \frac{Q_0}{q_0} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{50}{164} \cdot (472 - 417) = 16,8 \text{ кВт}$$

$$N_i = \frac{N_{aa}}{\eta_i} = \frac{16,8}{0,74} = 22,7 \text{ кВт}$$

$$N_e = N_i + N_{oo} = 22,7 + 1,224 = 23,92 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{дв}} = N_e \cdot 1,05 = 23,92 \cdot 1,05 = 25,12 \text{ кВт}$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

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

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_a = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{50}{23,92} = 2,09$$

Обираємо асинхронний електродвигун (ГОСТ 19523-81). Потужність електродвигуна $N_{\text{дв}} = 30 \text{ кВт}$ [2, додаток П1, с.390.], типорозмір 4A180M4У3, коефіцієнт ковзання $S = 2\%$, частота обертання 1500 об/хв .

Основні результати розрахунків заносимо до таблиці 5.

Таблиця 5. Параметри у вузлових точках

$V_a, \text{л}^3/\text{с}$	$V_o, \text{л}^3/\text{с}$	ε_a	λ	η_a	$N_i, \text{кВт}$	$N_e, \text{кВт}$	$N_{aa}, \text{кВт}$
0,034	0,06	2,09	0,572	0,72	22,7	23,92	16,8

2.3. Визначення геометричних розмірів

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора.

Для непрямочних машин прийmemo величину $\psi = 0,75$ [7, с. 9]. Значення середньої швидкості поршня c_m для безкрейцкопфних поршневих компресорів должна знаходитися у межах від 2,5 до 5 м/с, [7, с. 9]. Хід поршня прийmemo $S = 50 \text{ мм}$ [7, с. 9] та частоту обертання коленвала $n = 48 \text{ об/хв}$, тоді

$$c_m = 2Sn = 2 \cdot 0,05 \cdot 48 = 4,8 \frac{\text{ì}}{\text{ñ}}$$

Визначаємо діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot S \cdot i \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06}{\pi \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 48}} = 0,125 \text{ ì } .$$

Приймаємо $D=125\text{мм}$ згідно ГОСТ 9515.

Уточнюємо значення ψ

$$\psi = \frac{S}{D} = \frac{50}{125} = 0,4$$

Задаємося величиною:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,17 \dots 0,22 = 0,178 \quad L = \frac{S}{2\lambda_R} = \frac{50}{2 \cdot 0,178} = 140,5 \text{ ì }$$

Приблизно діаметр шийки колінвала, виготовленого зі сталі 40X, можна визначити за формулою:

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

Крутний момент можна знайти за формулою:

$$\dot{I}_{\epsilon\delta} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{23,92}{24 \cdot 60} = 158,7 \text{ Ї } \cdot \text{ì} .$$

Для сталі 40X, спосіб термообробки покращення, допустиме дотичне навантаження складає $[\tau] = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. Звідси можна знайти дотичне

навантаження при крученні: $\tau_{кр} = \frac{[\tau]}{n} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{4} = 2,205 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

Підставимо ці значення у вираз для діаметра корінної шийки d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\epsilon\delta}}{0,2 \cdot \tau_{\epsilon\delta}}} = \sqrt[3]{\frac{158,7}{0,2 \cdot 2,205 \cdot 10^7}} = 0,033 \text{ ì } .$$

Виходячи з конструктивних міркувань приймаємо $d=35 \text{ мм}$.

Діаметр шийки колінвала

$$d_{ш} = (0,8 \dots 1,0)d .$$

Приймаємо $d_{\phi} = (0,8 \dots 1,0) \cdot d = 0,9 \cdot 35 = 31,5 \approx 32 \text{ ì } \text{ì} .$

відносна довжина шатуна $\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,178$.

Довжина шатуна $L_{\phi} = \frac{S}{2\lambda_R} = \frac{50}{2 \cdot 0,178} = 140,5 \text{ ì } \text{ì} .$

Маса частин компресора, що рухаються поступально визначаємо по знайденому значенню D , $m_{\text{і.т.}} = 4,62 \text{ êã}$.

Розрахунок системи змащення механізму руху:

Питома продуктивність шестерневого масла насоса дорівнює:

$$S_{\text{yo}} = \frac{S}{N_e} = 0,0025 \dots 0,005 \text{ л/(с·кВт)}$$

Необхідна продуктивність маслососа:

$$S = S_{\text{oi}} \cdot N_e = 0,005 \cdot 23,92 = 0,12 \text{ ґ/ґ}$$

2.4. Оцінка маси

Розрахунок маси і об'єму виконуємо шляхом аналізу геометрії.

Для повної оцінки маси та об'єму, обираємо основні деталі поршневого компресора: колінчатий вал, шатун, поршень, поршковий палець, корпус, циліндр, противаги та трьох кришок. Саме вони будуть складати найбільшу частину його маси, на інші дрібні деталі додаємо 15% маси.

Масу компресора знаходимо за формулою: $m = V \cdot \rho = m, (\text{ґ})$

Результати розрахунку заносимо до таблиці 6.

Таблиця 6. Маси основних деталей компресора

Деталі	Розрахункова формула	Матеріал деталі	Густина матеріалу $\rho, \text{кг/м}^3$	Об'єм деталей $V, \text{м}^3$	Маса однієї деталі $m, \text{кг}$	Кіл-ть деталей	Повна маса деталей $m, \text{кг}$
*Колінвал	$V_{\text{вал}} = 2V_I + 2V_{III} + V_{IV} + V_{II} + V_V$	Ст45А	7826	0,0027	21,1	1	21,4
Шатун	$V_{\text{шат}} = \left(\frac{\pi D_{1\text{зовн}}^2}{4} - \frac{\pi D_{2\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot S \cdot l$	Ст45А	7826	0,00025	0,98	2	1,96
Поршень	$V_{\text{порш}} = \frac{\pi(D^2 - (D-2S)^2)}{4} \cdot h + \frac{\pi(D-2S)^2}{4} \cdot S$	АК57М	2715	0,00033	0,45	2	0,9
Поршковий палець	$V_{\text{пал.}} = \left(\frac{\pi D_n^2}{4} - \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot l$	Ст20ХА	7859	0,000039	0,153	2	0,306
**Корпус	$V_{\text{корп.}} = V_2 - V_1$	СЧ30	7300	0,0092	67	1	67
***Кришка з торця	$V_{\text{кр.б}} = H \cdot \delta \cdot L - (2V_{\text{кл}})$	СЧ20	7100	0,0011	8	1	8
Бокова кришка	$V_{\text{кр.б}} = H_{\text{б}} \cdot \delta \cdot L_{\text{б}}$	СЧ20	7100	0,0017	12	1	12
Циліндр	$V_{\text{цил}} = \left[\left(\frac{\pi D_{\text{зовн}}^2}{4} - \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot l \right]$	Ст45А	7826	0,0013	5,1	2	10,2
**** Противаги	$m_{\text{пр}} = \frac{R_{\text{сп}}}{R_{\text{пр}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot m_{\text{сп}} + 0,0875 \cdot m_{\text{нс}} \right)$	12ХН3А	7850	0,00064	2,5	2	5
Дрібні деталі	15%	-	-	0,0026	-	-	19,015
Всього:				0,01986	-	-	145,78

* При розрахунку об'єму колінчатого валу, розділяємо його на складові частини та розраховуємо їх окремі об'єми, а саме:

$$V_I = \left[B + \pi \cdot R_{ii}^2 / 2 \right] \cdot l_{ii} - \text{об'єм щоки}, \quad V_{II} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot a - \text{об'єм частини колінчатого валу між}$$

$$\text{шатунними шийками}, \quad V_{III} = \frac{\pi d_{\phi}^2}{4} \cdot L_{\phi} - \text{об'єм шатунної шийки}, \quad V_V = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot l_e - \text{об'єм кінцевої}$$

$$\text{частини колінчатого валу}, \quad V_V = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i - \text{об'єм початкової частини колінчатого валу.}$$

** Розраховуємо об'єм корпусу :

$$V_{\text{дї}} = V_2 - V_1, \text{ де, } V_2 = (\hat{a} \cdot \hat{a} \cdot \hat{n}) \cdot h; \quad V_1 = (d \cdot e \cdot f) \cdot h$$

*** Розраховуємо об'єм кришки з торця:

$$V_{\text{дд}} = \hat{I} \cdot \delta \cdot L - (2V_{\text{дв}}),$$

де H - висота кришки, $\delta \approx 15 \text{ мм}$ - товщина кришки, L - довжина кришки,

$$V_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h + a \cdot d \cdot \delta - \text{об'єм клапанної дошки; де } d = 2 \cdot (R_{\phi} + \delta), \text{ де } R_{\phi} - \text{радіус циліндра,}$$

a - міжосьова відстань, h - висота клапанної дошки, δ - товщина кришки.

**** Розраховуємо масу противаги:

$$m_{np} = m_{\text{сп}}^{np} + m_{\text{нс}}^{np} = \frac{R_{\text{сп}}}{R_{np}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot m_{\text{сп}} + 0,0875 \cdot m_{\text{нс}} \right)$$

$m_{\text{сп}}^{np}$ - маса противаги, яка необхідна для урівноваження обертових мас механізму;

$m_{\text{нс}}^{np}$ - маса противаги, яка необхідна для зрівноважування мас механізму, що рухаються зворотно-поступально; $R_{\text{сп}}$ - радіус обертання кривошипа; R_{np} - радіус центра ваги противаги. і]

3. Розрахунок гвинтового компресора

3.1. Коротка характеристика компресора

Класифікація. Принцип дії. Переваги та недоліки.

Гвинтові компресори (ГК), як і поршневі, відносяться до класу компресорів об'ємного принципу дії. Підвищення тиску пари (газу) у них досягається за рахунок зменшення замкнутого об'єму, утвореного западинами гвинтів і стінками корпусу. Гвинтові компресори є швидкохідними машинами, вони не мають всмоктувальних і нагнітальних клапанів, їх обертові робочі органи - гвинти працюють, як правило, не торкаючись один одного і корпусу. Взаємне торкання тільки гвинтів допускається при подачі в компресор змащувальної рідини.

Компресор складається з корпусу, що має вертикальний роз'єм, передньої кришки з камерою всмоктування і задньої кришки. В циліндричних розточеннях корпусу поміщаються ведучий (ВЧ) і ведомий (ВМ) ротори, що обертаються в опорних підшипниках ковзання (або кочення). На середній потовщеній частині ротора нарізані зуби ВЧ і ВМ гвинтів, що входять у взаємне зачеплення, подібно зубчастих коліс. Осьові сили, що діють на ротори, сприймають упорні

підшипники. Частину осьової сили знімають розвантажувальні поршні. У нижній частині корпусу - в області стиснення пари - в циліндричній розточці розміщений золотник, призначений для регулювання продуктивності компресора. Від провертання навколо своєї осі його захищає спрямовуюча шпонка, що дозволяє в той же час вільно переміщатися золотнику вздовж осі.

Вихідні дані для виконання розрахункової роботи див. у таблиці 1.

3.2. Тепловий розрахунок

Розрахункова схема одноступеневої пароконденсуючої холодильної машини див. на рисунок 2.

Параметри вузлових точок ХМ див. таблицю 2.

Ентальпію рідкої робочої речовини у точці 4 знаходимо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника, нехтуючи тепловими втратами в ньому

$$i_4 = i_3 - 0,8 \cdot (i_1 - i_a) = 248 - 0,8 \cdot (417 - 392) = 228 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура мастила після стиснення в ГК:

$$t_{m2} = t_{m1} + \Delta t_m,$$

де $t_{m1} = 30 - 40^\circ \text{C}$ - оптимальна температура мастила на вході в компресор;

Δt_m - підвищення температури мастила у компресорі $\Delta t_i = 30 - 40^\circ \text{C}$;

$$t_{i2} = 40 + 40 = 80^\circ \text{C}.$$

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = i_a - i_5 = 392 - 228 = 164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата хладагента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{50}{164} = 0,31 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_a = G_a \cdot v_1 = 0,31 \cdot 0,11 = 0,034 \frac{\text{л}^3}{\text{год}}$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$$V_0 = \frac{V_a}{\lambda} = \frac{0,034}{0,82} = 0,041 \frac{\text{л}^3}{\text{год}},$$

де коефіцієнт подачі ГК $\lambda = 0,82$ знаходимо по рис. 2.33, [1, с.176] для

мастила ХФ-22-18 та відношення тиску $\pi_i = \frac{p_i}{p_0} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{0,25 \cdot 10^6} = 6$ та

геометричного ступеня стиснення $\varepsilon_r = 5$, згідно [2, с.7].

Питома ізентропна робота стиснення робочої речовини:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 442 - 417 = 25 \frac{\text{êÄæ}}{\text{êã}}.$$

Ізоентронна потужність компресора:

$$N_s = G_a \cdot l_s = 0,31 \cdot 25 = 7,75 \approx 8 \text{êÄð}.$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{8}{0,58} = 13,8 \text{êÄð},$$

де η_e - ефективний ККД ГК знаходимо по рис. 2.34 [1, с.176].

За ефективної потужності, споживаної компресором, з урахуванням запасу 5–10% підбираємо двигун.

$$N_{\text{YÄ}} = 1,1 \cdot N_e = 1,1 \cdot 13,8 = 15,18 \text{êÄð}.$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_e \cdot \eta_i = 13,8 \cdot 0,95 = 13,11 \text{êÄð},$$

де механічний ККД $\eta_i = 0,95$ визначаємо з рис. 2.36 [1, с.177].

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{l_s} = \frac{164}{25} = 6,56.$$

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_a = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{50}{13,8} = 3,6.$$

Для привода компресора обираємо асинхронний електродвигун 4A160M2У3 потужністю 18,5 кВт з частотою обертання 3000 об/хв.

Витрата масла, що впорскується в ГК, залежить від схеми маслосистеми компресора. Якщо масло, що подається на вузли механічного тертя (підшипники, ущільнення, синхронізуючі шестерні) з боку всмоктування, не потрапляють в компресор, а йде на злив, воно не впливає на його робочі процеси і має відвести таку кількість теплоти Q_M від робочої речовини, яка забезпечила б обране підвищення температури робочої суміші Δt_m .

Кількість теплоти що відводиться мастилом від робочої речовини

$$Q_i = G_a \cdot (i_{2c} - i_{2i}) = 0,31 \cdot (450,3 - 430) = 6,3 \frac{\text{êÄæ}}{\text{ñ}}.$$

Де стан робочої речовини в точці 2с визначається з виразу:

$$i_{2ñ} = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i} = 417 + \frac{442 - 417}{0,75} = 450,3 \frac{\text{êÄæ}}{\text{êã}},$$

де $\eta_i = 0,75$ - індикаторний ККД ГК, що знаходиться по рис. 2.34 [1, с.176].

Питома витрата мастила, що впорскується до ГК:

$$V_i = \frac{Q_i}{\tilde{n}_i \cdot \rho_i \cdot \Delta t_i} = \frac{6,3}{2,18 \cdot 830 \cdot 40} = 0,00009 \frac{\text{ì}^3}{\text{ñ}},$$

де $\rho_m = 830 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - густина мастила; $c_m = 2,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - теплоємність мастила.

Результат потрібно збільшити на 5-10%, щоб врахувати відведення тепла у навколишнє середовище:

$$V_i = 1,1 \cdot 0,0000 = 0,000099 \frac{\text{л}^3}{\text{н}}$$

Загальна витрата мастила, що циркулює у ГК, включає, крім знайденого, також мастило, що подається в підшипники, ущільнення, розвантажувальні пристрої та на інші можливі потреби компресора.

Відносна масова витрата мастила:

$$q_i = \frac{G_i}{G_a} = \frac{V_i \cdot \rho_i}{G_a} = \frac{0,000099 \cdot 830}{0,31} = 0,265 \frac{\text{г}}{\text{г}}$$

Отриманий результат близький до рекомендованих значень відносної масової витрати, що визначається за експериментальними кривими рис. 2.37, [1, с.178].

Основні результати розрахунків заносимо до таблиці 7.

Таблиця 7. Параметри у вузлових точках

$V_{\hat{a}}, \text{л}^3 / \text{н}$	$V_{\hat{o}}, \text{л}^3 / \text{н}$	$\varepsilon_{\hat{a}}$	λ	$\eta_{\hat{a}}$	$N_{\hat{z}}, \text{кВт}$	$N_{\hat{a}}, \text{кВт}$	$N_{\hat{aa}}, \text{кВт}$
0,034	0,04	3,6	0,82	0,58	14,42	13,8	15,18

3.3. Конструктивний розрахунок

Визначальним розміром робочої частини гвинтового компресора є зовнішній діаметр гвинта, який визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_{\hat{a}}}{K_{\hat{E}} \cdot K_l \cdot K_f \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \lambda}}$$

де відносну довжину гвинтів приймаємо $K_l = 1$, тоді $\tau_{1c} = 300^\circ$.

Коефіцієнт використання об'єму парної порожнини:

$$K_{\hat{E}} = 1 - \bar{n} \cdot 10^{-4} \cdot (\tau_{1c} - \tau_{1r}) = 1 - 5,3 \cdot 10^{-4} \cdot (300 - 222,4) = 0,959,$$

де коефіцієнт $c = 5,3$ приймається в залежності від k_l по табл. 3.2, [2, с.8].

Для гвинтів с асиметричним профілем зуба граничний кут закрутки гвинта дорівнює $\tau_{1np} = 222,4^\circ$.

Безрозмірний коефіцієнт площі парних западин для гвинтів з асиметричним профілем $K_f = 0,1191$.

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,034}{0,959 \cdot 1 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 49 \cdot 0,79}} = 0,119 \text{ м}$$

Вибираємо найближчий більший розмір гвинта з типорозмірного ряду:

$D_1 = D_2 = 125 \text{ мм}$, тоді з табл. 2.17 [1, с.181], дійсний (корисний) об'єм парної порожнини $W_f = 223 \text{ мм}^3 = 0,223 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Тоді $V_T = W_f \cdot z_1 \cdot n_1 = 0,03 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, звідки $n_1 = \frac{V_T}{W_f \cdot z_1} = \frac{0,04}{0,223 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 44,8 \text{ с}^{-1} \approx 2628 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Колова швидкість на зовнішній окружності гвинта:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = 3,14 \cdot 0,125 \cdot 44,8 = 17,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Довжина гвинта нарізної частини ротора:

$$l_a = K_l \cdot D_1 = 1 \cdot 125 = 125 \text{ мм}.$$

Основні розмірні параметри гвинтів з асиметричним профілем типорозмірного ряду наведені в таблиці 2.17 [1, с.181].

Передаточне число:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{6}{4} = 1,5; \quad i_{21} = \frac{1}{i_{12}} = \frac{2}{3}.$$

Частота обертання ВМ (ведомого) гвинта:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{44,8}{1,5} = 29,86 \text{ с}^{-1} \approx 1791,6 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Міжосьова відстань, тобто відстань між осями ВЧ (ведучого) і ВМ (ведомого) гвинтів:

$$A = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 125 = 100 \text{ мм}.$$

Діаметри початкових окружностей ВЧ і ВМ гвинтів:

$$d_{1f} = \frac{2 \cdot A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 100}{1 + 1,5} = 80 \text{ мм};$$

$$d_{2f} = i_{12} \cdot d_{1f} = 1,5 \cdot 80 = 120 \text{ мм}.$$

Хід гвинтової лінії (осьовий крок) ВЧ і ВМ гвинтів:

$$h_1 = 1,6 \cdot D_1 = 1,6 \cdot 125 = 200 \text{ мм};$$

$$h_2 = i_{12} \cdot h_1 = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм}.$$

Діаметр окружностей западин ВЧ і ВМ гвинтів:

$$d_{1a} = d_{2a} = 0,6 \cdot D_1 = 0,6 \cdot 125 = 75 \text{ мм}.$$

Кут закрутки гвинта - кут, на який повернутий торець нагнітання по відношенню до торця всмоктування ВЧ і ВМ гвинтів:

$$\tau_{1\varphi} = l_a \cdot \frac{2 \cdot \pi}{h_1} = 125 \cdot \frac{2 \cdot 180}{200} = 225^\circ;$$

$$\tau_{2\varphi} = l_a \cdot \frac{2 \cdot \pi}{h_2} = 125 \cdot \frac{2 \cdot 180}{300} = 150^\circ.$$

Номінальна висота головки (ніжки) зуба ВЧ (ВМ) гвинта:

$$\hat{a} = 0,18 \cdot D_1 = 0,18 \cdot 125 = 22,5 \text{ мм}.$$

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

$$r_0 = 0,02 \cdot D_1 = 0,02 \cdot 125 = 2,5 \text{ мм}.$$

Центральні кути

$\theta_1 = 42,367^\circ$ - кругова частина зуба ВЧ гвинта;

$\theta_2 = 19,713^\circ$ - циклоїдна частина зуба ВЧ гвинта;

$2\gamma_{23} = 18,61^\circ$ - кутовий розмір зуба ВМ гвинта;

$\alpha_0 = 27,919^\circ$ - кутовий розмір западини ВЧ гвинта;

$\theta_3 = \frac{\theta_1}{1,5} = 28,23^\circ$ - кругова частина западини ВМ гвинта;

$\theta_4 = \frac{\theta_2}{1,5} = 13,13^\circ$ - циклоїдальної частини западини ВМ гвинта.

Кут між лінією центрів і променем, проведеним через центр ВМ гвинта і точку H перетину початковій окружності ВМ гвинта і зовнішньої окружності ВЧ гвинта:

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2f}^2 - 0,25 \cdot D_1^2}{2 \cdot A \cdot r_{2f}} = \arccos \frac{0,1^2 + 0,06^2 - 0,25 \cdot 0,125^2}{2 \cdot 0,1 \cdot 0,06} = 36,07^\circ;$$

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2f}^2}{2 \cdot A \cdot R_1} = \arccos \frac{0,1^2 + 0,0625^2 - 0,06^2}{2 \cdot 0,1 \cdot 0,0625} = 34,513^\circ.$$

Кут початку стиснення:

$$\alpha_{01} = {}^3_{12} \cdot (\beta_{02} - \theta_3) = 1,5 \cdot (36,07 - 28,23) = 11,76^\circ.$$

Кут нахилу гвинтової лінії на початкових циліндрах гвинтів:

$$\beta_f = \arctg \frac{\pi \cdot d_{1f}}{h_1} = \arctg \frac{\pi \cdot 80}{200} = 51,47395596^\circ.$$

Граничний кут закрутки для зуба асиметричного профілю дорівнює $\tau_{1np} = 222,4^\circ$, звідси, $\tau_{1\zeta} = 225^\circ > \tau_{1\vartheta} = 222,4^\circ$ та кут вікна всмоктування ВЧ гвинта дорівнює:

$$\alpha_{1a} = 0,5 \cdot \tau_{1\zeta} + \frac{\pi \cdot (z_1 - 1)}{z_1} = 0,5 \cdot 225 + \frac{180 \cdot (4 - 1)}{4} = 248^\circ.$$

Кут вікна всмоктування ВМ гвинта з урахуванням газодинамічного наддуву:

$$\alpha_{2a} = \alpha_{2a}' + \Delta\alpha_{2a},$$

$$\begin{aligned} \text{де } \alpha_{2a}' &= i_{21} \cdot \left[0,5 \cdot \tau_{1\zeta} + \frac{\pi \cdot (z_1 + 1)}{z_1} \right] - (\theta_3 + \theta_4) + 2\gamma_{2\zeta} = \\ &= \frac{2}{3} \cdot \left[0,5 \cdot 225 + \frac{180 \cdot (4 + 1)}{4} \right] - (28,23 + 13,13) + 18,61 = 165,03^\circ \end{aligned}$$

$\Delta\alpha_{2a}$ - кут перекриття, обумовлений газодинамічним наддувом:

$$\Delta\alpha_{2a} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_{2u} \cdot n_2}{a_1 - c_{a.sp}},$$

$$\text{де } l_{2u} = \frac{l_g}{\cos \beta_{2cp}}, \text{ де } \beta_{2cp} = \arctg \left(\frac{d_{2cp}}{d_{2n}} \cdot \operatorname{tg} \beta_n \right),$$

$$\text{де } d_{2cp} = \frac{D_2 + d_{2\dot{a}i}}{2} = \frac{0,125 + 0,075}{2} = 0,1\dot{i} \text{ , тоді}$$

$$\beta_{2cp} = \arctg\left(\frac{d_{2cp}}{d_{2i}} \cdot \text{tg}\beta_i\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{0,120} \cdot \text{tg}51,474\right) = 46,306^0 ;$$

$$l_{2\ddot{o}} = \frac{0,125}{\cos 46,306} = 0,19\dot{i} \text{ .}$$

Нехтуючи впливом мастила, що міститься в перегрітій парі холодильного агента, місцеву швидкість звука можна знайти за формулою:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot \nu_1} = \sqrt{1,18 \cdot 0,25 \cdot 10^6 \cdot 0,11} = 180,2 \frac{\dot{i}}{c} ,$$

де $k = 1,18$ - показник адіабати.

Середня швидкість руху пари у порожнині гвинта в період її заповнення:

$$c_{a,cp} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_{\dot{a}} \cdot n_2 \cdot \lambda}{\alpha_{2\dot{a}}} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 0,125 \cdot 44,8 \cdot 0,74}{165,03} = 9,04 \frac{\dot{i}}{\ddot{n}} .$$

$$\Delta\alpha_{2\dot{a}} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 0,19 \cdot 44,8}{180,2 - 9,04} = 17,91^0 .$$

$$\text{Тоді } \alpha_{2\dot{a}} = \alpha_{2\dot{a}}' + \Delta\alpha_{2\dot{a}} = 165,03 + 17,91 = 183^0$$

Це значення кута всмоктування менше граничного:

$$[\alpha_{2\ddot{o}}]_{np} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(z_2 - 1)}{z_2} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(6 - 1)}{6} = 300^0 .$$

Площа всмоктувального вікна:

$$F_{\dot{a}\ddot{n}} = \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1\dot{a}i}^2) \cdot (\alpha_{1\dot{a}} + \alpha_{2\dot{a}}) = \frac{3,13}{4 \cdot 180} \cdot (0,125^2 - 0,075^2) \cdot (248 + 183) = 0,019\dot{i}^2 .$$

Швидкість робочої речовини у всмоктувальному вікні:

$$\ddot{n}_{\dot{a}\ddot{n}} = \frac{G_{\dot{a}} \cdot \nu_{\dot{a}\ddot{n}}}{F_{\dot{a}\ddot{n}}} = \frac{0,31 \cdot 0,11}{0,019} = 1,8 \frac{\dot{i}}{\ddot{n}} , \quad c_{ec} \leq [c_{ec}] = 40 \div 50 \frac{M}{c} .$$

Для розрахунку вікон нагнітання:

Заповнений зубами гвинтів обсяг парної порожнини:

$$W_3 = W_0 - \frac{W_i}{\varepsilon_{\dot{A}}} = l_{\dot{a}} \cdot (f_{1i} + f_{2i}) - \frac{W_i}{\varepsilon_{\dot{A}}} = 40 \cdot (111,09 + 79,51) - \frac{7320}{5} = 6160\ddot{n}\dot{i}^3 ;$$

$$\left(\frac{W_3}{D_1^3}\right) \cdot 10^3 = \left(\frac{188,03}{12,5^3}\right) \cdot 10^3 = 96,27 .$$

По графіку $\varphi_{1c} = f\left[\left(\frac{W_3}{D_1^3}\right) \cdot 10^3\right]$ рисунок 2.43, [1, с.186] знаходимо $\varphi_{1c} = 225^0$.

Кут вікна нагнітання ВЧ гвинта:

$$\alpha_{1i} = \alpha_{01} + \tau_{1c} - \varphi_{1c} = 11,76 + 225 - 225 = 11,76^0$$

Кут вікна нагнітання ВМ гвинта:

$$\alpha_{2i} = i_{21} \cdot \alpha_{1i} + 2 \cdot \gamma_{2c} + \theta_4 = \frac{11,76}{1,5} + 18,61 + 13,13 = 49,38^0 .$$

Площа торцевої частини вікна нагнітання:

$$F_{\delta} = \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1a}^2) \cdot \left(\alpha_{1i} + \alpha_{2i} - \frac{\theta_2 + \theta_3}{2} \right) = \frac{3,14}{4 \cdot 180} \cdot (0,125^2 - 0,075^2) \times \\ \times \left(11,76 + 49,38 - \frac{19,713 + 28,23}{2} \right) = 0,008 \text{ i}^2$$

Циліндрична частина вікна нагнітання відсутня, що пояснюється високим значенням геометричній ступеня стиснення $\varepsilon_r = 5$.

$$\text{Площа вікна нагнітання: } F_i = F_{\delta} = 0,008 \text{ i}^2$$

Швидкість пари робочої речовини в нагнітальному вікні:

$$\tilde{n}_i = \frac{G_a \cdot v_i}{F_i} = \frac{0,31 \cdot 0,09}{0,008} = 3,48 \frac{\text{i}}{\tilde{n}}, \quad c_n \leq [c_n] = 10 \div 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.4 Оцінка маси

Розрахунок маси і об'єму виконуємо шляхом аналізу геометрії.

Для повної оцінки маси та об'єму, обираємо основні деталі гвинтового компресора: гвинти, корпус та кришку. Саме вони будуть складати найбільшу частину його маси, на інші дрібні деталі додаємо 10% маси.

Масу компресора знаходимо за формулою: $m = V \cdot \rho = m, (\hat{e}\tilde{a})$

Розрахунки заносимо до таблиця 8.

Таблиця 8. Маси основних деталей компресора

Деталі	Розрахункова формула	Матеріал деталі	Густина Матеріалу $\rho, \text{кг/м}^3$	Об'єм Деталі $V, \text{м}^3$	Маса Деталі $m, \text{кг}$
Гвинти*	$V = \frac{\pi \cdot \Delta D^2}{2} \cdot l_a$	Ст45А	7826	0,00196	15,354
Корпус**	$V = \left[\left(\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d_{1a}^2}{4} \right) + 2 \cdot \dot{A} \cdot \delta \right] \cdot l_a$	СЧ20	7100	0,00128	9,096
Кришка	$V = 2 \cdot \left(\frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \delta \right) + (\dot{A} \cdot D_1 \cdot \delta)$	СЧ20	7100	0,0003	2,13
Дрібні деталі	10%	-		0,0003	2,658
Всього:				0,00384	29,24

* При розрахунку об'єму гвинтів $V = \frac{\pi \cdot \Delta D^2}{2} \cdot l_a$, де $\Delta D = 2 \cdot D_1 - 2 \cdot d_{1a}$ - різниця зовнішнього та внутрішнього діаметрів.

**При розрахунку об'єму корпусу та кришки, приймаємо конструктивно $\delta = 12 \text{ i} = 0,012 \text{ i}$ - товщина корпусу та кришки.

4. Розрахунок спірального компресора

4.1. Коротка характеристика компресора

Спіральний компресор (СК) має цілий ряд характеристик, що відрізняють його від традиційних холодильних компресорів, що стимулює розглянути їх детальніше.

Він належить до групи об'ємних компресорів де холодильний агент стискується у результаті зменшення замкнутого об'єму. Проте робота спірального компресора принципово відрізняється від роботи поршневого компресора, оскільки вона заснована на орбітальному, а не на зворотно-поступальному русі, що дозволяє віднести його до самостійного типу ротативних компресорів.

Компресор складається з евольвентних або архімедовських спіралей, валу з ексцентриком корпусу та інших складових елементів для забезпечення заданого руху і правильної взаємодії деталей компресора.

Для того, щоб зрозуміти принцип дії спірального компресора, розглянемо просту схему його роботи.

Основними деталями конструкції є рухома і нерухома спіралі, причому обидві спіралі однакові. Рухлива спіраль здійснює ексцентрично-коливальний рух усередині нерухомої, при цьому холодагент, 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. Спіралі не мають точок зіткнення, між ними зберігаються мінімальні зазори. Це обумовлює довговічність роботи спіралей, але в той же час пред'являє жорсткі вимоги до точності виготовлення усієї конструкції.

Чим відрізняються спіральні компресори різних виробників? Основна відмінність - в принципі ущільнення спіральних елементів. Виробники спіральних компресорів використовують термін «суміщення». У компресорі з радіальним суміщенням рухлива спіраль рухається по звивистій траєкторії, яка визначається її контактом з нерухомою спіраллю. Розвантажувальний пристрій, встановлений між рухомою спіраллю і валом електродвигуна, згладжує зміни радіуса рухомої спіралі, які виникають через відхилення при машинній обробці поверхонь і збірці деталей. Принцип осьового суміщення спіралей заснований на здатності рухомої і нерухомої спіралей розділитися в осьовому напрямку. Компанія Danfoss в компресорах марки Performer використовує так званий «принцип контрольованого обертання», що полягає у русі спіралей за фіксованою траєкторією без дотику рухомої і нерухомої

спіралей. Такий принцип руху зберігається за будь-яких умов експлуатації компресора.

Вихідні дані для виконання розрахункової роботи приведені у таблиці 1.

4.2. Термодинамічний розрахунок спірального компресора

Розрахункова схема одноступеневої пароконденсуючої холодильної машини див. на рисунок 2.

Параметри вузлових точок ХМ див. таблицю 2.

Тиск кипіння p_0 холодильного агента знаходимо по температурі кипіння t_0 з P-I діаграми для обраного холодильного агента.

Масова витрата холодильного агента у компресорі

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} = \frac{50}{392 - 228} = 0,31 \text{ т/год}$$

де h_1, h_4 - питомі ентальпії холодильного агента.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 392 - 228 = 164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ізоентропна робота стиснення робочої речовини:

$$l_s = h_2 - h_1 = 442 - 417 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$\dot{V}_A = \dot{m} \cdot v_1 = 0,31 \cdot 0,11 = 0,034 \text{ м}^3/\text{год}$$

де v_1 - питомий об'єм холодильного агента на всмоктуванні в компресор (знаходимо по діаграмі для обраного холодильного агента).

Ступінь підвищення тиску холодильного агента в компресорі (циклі)

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

Обираємо тип спіралі компресора - спіраль Архімеда [10, с.2].

Радіус початкової окружності спіралі, $r_0 = 3,185 \text{ мм}$; ε - ексцентриситет, $\varepsilon = 4 \text{ мм}$; φ - поточний кут спіралі, $\varphi = 0 - 6\pi$; θ - орбітальний кут рухомої спіралі.

Значення орбітального кута рухомої спіралі залежить від кута стиснення, кута всмоктування та початкового кута спіралі.

Максимальний об'єм, описаний спіралями за один оберт вала $V = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ при куті закручення спіралі $\theta_{\pi} = 6\pi$, який відповідає ступеню підвищення тиску $\pi = 6$.

Задаємося частотою обертання рухомої спіралі компресора $n = 4000 \text{ об / хв}$.

За графіком (додаток 1) визначаємо коефіцієнт подачі компресора по відомим величинам π та n : $\lambda = 0,85$.

Визначаємо теоретичну об'ємну продуктивність компресора,
 $\dot{V}_h = V \cdot n / 60 = 0,0108 = 1,62 \cdot 10^{-4} \cdot 4000 / 60 = 0,0108 \text{ м}^3 / \text{с}$,
де n – частота обертання компресора, якою ми задавалися, 4000 об / хв .

Визначаємо дійсну об'ємну продуктивність компресора
 $\dot{V} = \dot{V}_h \cdot \lambda = 0,0108 \cdot 0,85 = 0,00918 \text{ м}^3 / \text{с}$.

Порівнюємо отримане значення дійсної продуктивності з отриманим значенням, в $\dot{V}_0 = \dot{m} \cdot v_1 = 0,034 \text{ м}^3 / \text{с}$. Змінюючи частоту обертання валу компресора, а, відповідно, коефіцієнт подачі, добиваємося сходження результатів по \dot{V} и \dot{V}_0 .

4.3. Конструктивний розрахунок спірального компресору

Висота спіралі компресора

$$h = \frac{\dot{V}_0 \cdot 60}{2 \cdot \lambda \cdot n \cdot \pi \cdot t \cdot \varepsilon \cdot K_\theta} = \frac{0,034 \cdot 60}{2 \cdot 4000 \cdot 0,75 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,004 \cdot 17,84} = 0,067 \text{ м}$$

де K_θ – коефіцієнт, що враховує кут закрутки спіралі,

$K_\theta = \theta_{II} - 1$, рад; для обраного типу спіралі

$\theta_{II} = 6\pi$; t – шаг спіралей компресора; $t = 2 \cdot (\varepsilon + \delta)$,

де δ – товщина спіралі компресора. Для обраного типу робочої порожнини
 $\delta = 6 \text{ мм}$.

Адіабатні ККД компресора визначаємо з додатку 2.

Ізоентропна потужність компресора:

$$N_s = G_a \cdot l_s = 0,31 \cdot 25 = 7,75 \approx 8 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_s} = \frac{8}{0,44} = 18,2 \text{ кВт}$$

де η_s – адіабатний ККД.

$$N_{\text{вк}} = 1,1 \cdot N_e = 1,1 \cdot 18,2 = 20,02 \text{ кВт}$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{l_s} = \frac{164}{25} = 6,56$$

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_{\hat{a}} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{50}{18,2} = 1,28.$$

Для приводу компресора обираємо мультиплікатор, для підвищення кутової швидкості, щоб отримати частоту обертання 4000 об/хв. Основні результати розрахунків заносимо у таблицю 10.

Таблиця 10. Параметри у вузлових точках

$V_{\hat{a}}, \text{і}^3 / \tilde{n}$	$V_{\hat{o}}, \text{і}^3 / \tilde{n}$	$\varepsilon_{\hat{a}}$	λ	$\eta_{\hat{a}}$	$N_{\hat{a}}, \text{é}^{\hat{A}}\hat{o}$	$N_{\hat{a}\hat{a}}, \text{é}^{\hat{A}}\hat{o}$
0,034	0,06	1,28	0,85	0,44	39,1	43,01

4.4. Оцінка маси

Розрахунок маси і об'єму виконуємо шляхом порівняння розрахункового компресора з існуючим компресором відомої фірми.

Показники заносимо у таблицю 11.

Таблиця 11. Основні значення спірального компресору

Модель	Номінальна холодопродуктивність $Q_0, \text{кВт}$	Об'ємна Продуктивність	Об'єм Деталі $V, \text{і}^3$	Маса Деталі $m, \text{кг}$
SH184	59100	60,52	0,0145	103
-	50000	33,048	0,0124	88

5. Порівняльна характеристика розрахованих компресорів

З метою аналізу різних типів компресора будемо графіки залежності від типу компресора:

1) коефіцієнта подачі компресора;

2) питомої маси компресора $\frac{m}{Q_0} = \dot{I}, \frac{\hat{e}\hat{a}}{\hat{e}\hat{A}\hat{o}};$

3) питомого об'єму компресора $\frac{V}{Q_0} = V, \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\hat{A}\hat{o}};$

4) питомої вартості $\frac{\tilde{n}}{Q_0} = \tilde{N}, \frac{\hat{a}\hat{o}\hat{i}}{\hat{e}\hat{A}\hat{o}}.$

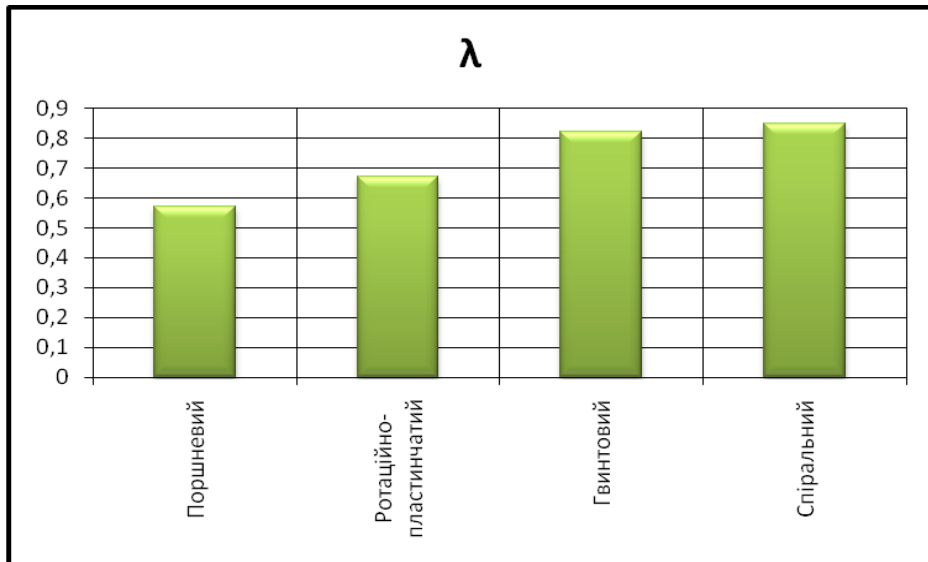


Рисунок 2 Графік залежності коефіцієнта подачі від типу компресора

З рисунку 2 помітно, що найбільший коефіцієнт подачі має спіральний компресор. Саме у цьому компресорі спостерігається високий коефіцієнт подачі протягом усього терміну служби внаслідок вільного самостійного підстроювання ущільнення між спіралями - радіальне узгодження, що призводить до постійності холодопродуктивності.

В інших типах компресорів, коефіцієнт подачі знижується за час експлуатації компресора через знос деталей, що сполучаються в порожнинах стиснення. Це призводить до зниження холодопродуктивності наприкінці нормативного терміну експлуатації.

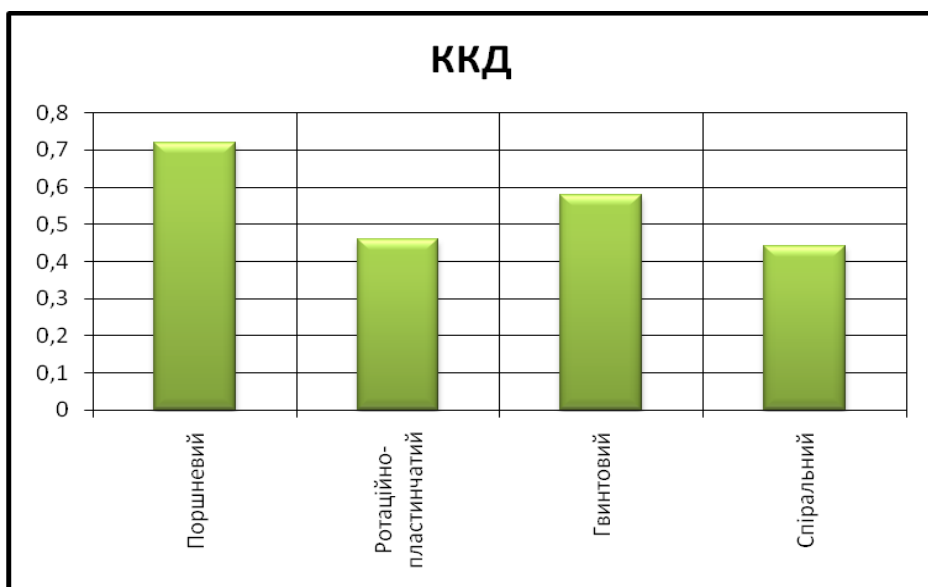


Рисунок 3. Графік залежності адіабатного ККД від типу компресора

З рисунку 3, спостерігаємо, що найбільший адіабатний коефіцієнт має поршневий компресор.

Ротаційний, спіральний та гвинтовий компресори мають гірші показники зважаючи на один або декілька нижченаведених чинників: «мертвий» об'єм, втрати у клапанах, великі внутрішні теплові втрати.

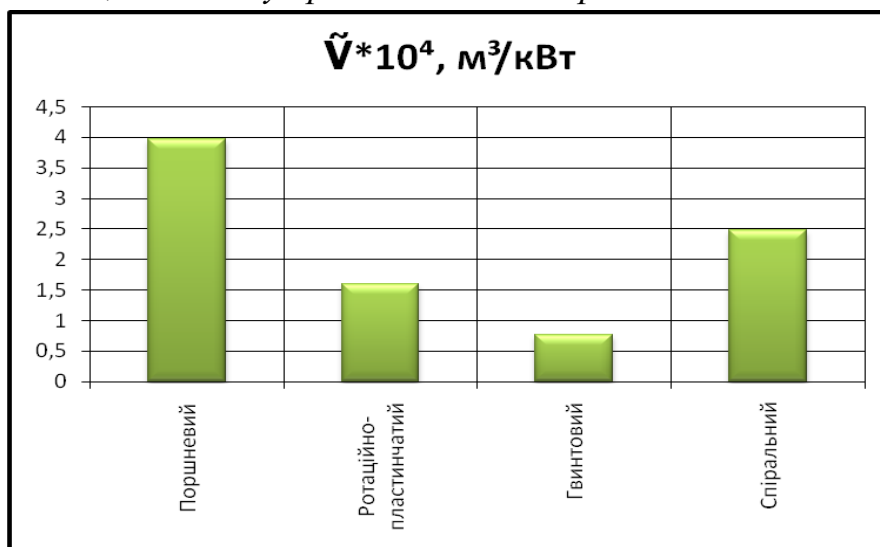


Рисунок 4. Графік залежності питомого об'єму $\tilde{V} = \frac{V}{Q_0}$ від типу компресора

З рисунку 4 спостерігаємо, що гвинтовий компресор займає найменший об'єм на одиницю холодопродуктивності, тобто він має найменші розміри. Робимо висновок, що він найкомпактніший. А поршневий навпаки – найбільш громіздкий. Спіральний компресор має посередній показник питомого об'єму, а отже, його умовно можна застосовувати у місцях, де необхідна висока компактність обладнання, наприклад, автомобільний, морський чи авіаційний холодильний транспорт.

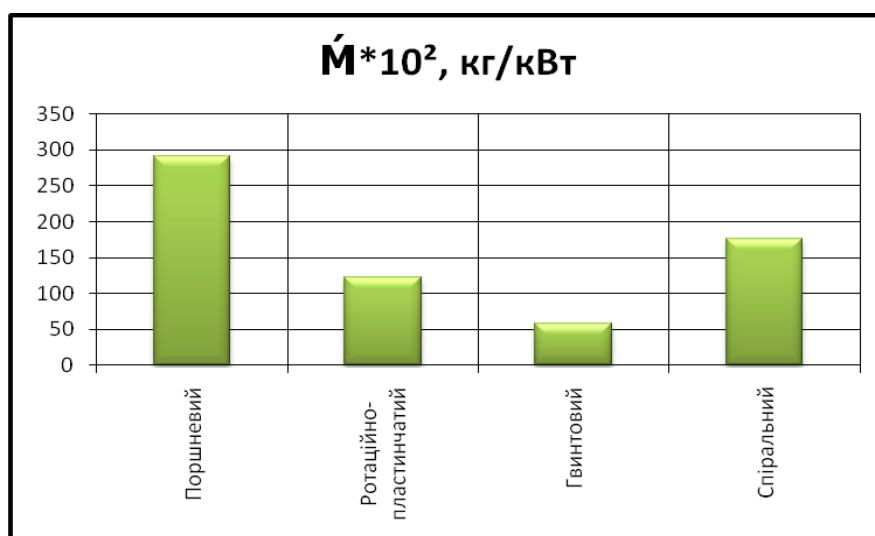


Рисунок 5 Графік залежності питомої маси $\tilde{M} = \frac{m}{Q_0}$ від типу компресора

Рисунок 5 додатково підкреслює висновки зроблені до рис. 4. З нього видно, що маса поршневого компресора на одиницю холодопродуктивності є найбільшою. Так як ускладнена конструкція поршня приводить до збільшення його маси, появи додаткових сил інерції і обмеження частоти обертання колінчастого вала; підвищення потужності тертя через збільшення довжини поршня. Також треба відмітити, що всі типи компресорів, окрім спірального для розрахункової величини холодопродуктивності обладнуються зовнішніми електричними приводами та різними пристроями, які необхідні для передачі крутного моменту, що додатково збільшує як масу так й габаритні розміри компресора.

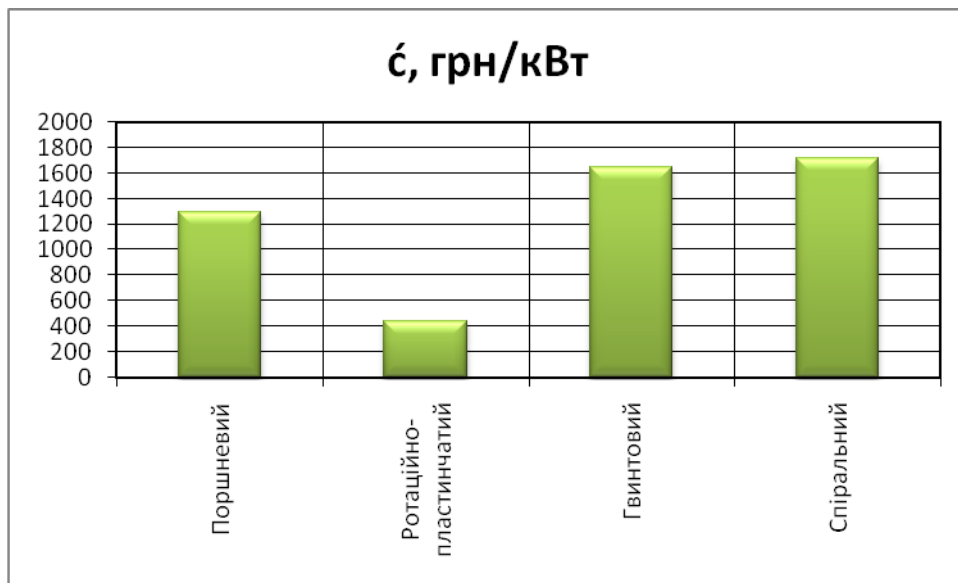


Рисунок 6 Графік залежності питомої вартості $\dot{N} = \frac{\dot{n}}{Q_0}$ від типу компресора

З рисунка 6 видно, що вартість спірального компресора на одиницю холодопродуктивності буде найбільшою. Так як він потребує більш високого технологічного рівня виготовлення та організації виробництва. Технологія виробництва цього типу компресора на даний час не досить розвинена.

Загальні висновки

Порівнявши чотири типи компресорів, а саме - ротаційно-пластинчатий, поршневий, гвинтовий та спіральний, робимо висновок, що кожний тип компресора має свої переваги та недоліки.

Наприклад, поршневий компресор має найбільш високий ККД, але в той же час – він має найбільші розміри та потребує значних витрат матеріалів на виготовлення деталей.

Гвинтовий компресор має найменші розміри та середні показники щодо маси, ККД та вартості.

Ротаційно-пластинчатий компресор має досить великий ККД, і також середні показники маси та об'єму на одиницю холодопродуктивності.

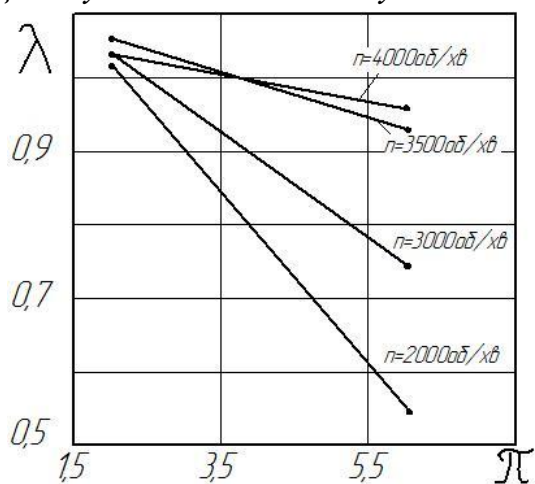
Спіральний компресор має найбільший коефіцієнт подачі, відносно компактні розміри тому, що пояснюється простотою конструкції. Але цей тип компресора є найдорожчим тому, що виготовлення спіралей – складний технологічний процес, який потребує більш точної технології в машинобудуванні.

У зв'язку з постійною тенденцією до розвитку технологій компресоробудування можна зробити висновок, що спіральний компресор є найбільш перспективним типом серед компресорів об'ємного принципу дії у діапазоні малих та середніх холодопродуктивностей холодильних машин та може бути рекомендований до серійного застосування у холодильній техніці.

Використані джерела

1. Н.Н. Кошкин и др. Холодильные машины. - Л.: Машиностроение, 1985. - 510 с.
2. Чернавский С.А., Боков К.Н. та ін. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 416 с.
3. Вертепов Ю.М. Расчет ротационного пластинчатого однокамерного холодильного компрессора, системы непосредственного охлаждения. Методические указания к индивидуальной работе. - Сумы: Изд-во СумГУ, 1993. - 12 с.
4. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1969. - 744с.
5. Е.М. Бамбушек и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. - Л.: Машиностроение, 1987. - 423 с.
6. Вертепов Ю.М. Методические указания к индивидуальной работе «Расчет винтового компрессора системы рассольного охлаждения по курсу «Холодильные машины»».
7. Вертепов Ю.М. Методические указания к индивидуальной работе «Расчет поршневого многоступенчатого компрессора» .- Сумы: Изд-во СумГУ, 2009.
8. Вертепов Ю.М. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и выбор самодействующих клапанов объемных холодильных компрессоров» .- Сумы: Изд-во СумГУ, 2004
9. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Спиральные компрессоры в холодильных системах. Монография-Рязань: «Узорочье», 2003. - 379с.
10. Ефремов С.Н., Шестакович И.А. «Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора». Севастопольский национальный технический университет. Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053.

Залежність коефіцієнту подачі СК від ступеня підвищення тиску π



Залежність адиабатного ККД СК від ступеня підвищення тиску π

