

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою

«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

на тему «Розробка та дослідження турбогенератора для
власних потреб газорозподільних станцій на базі
вихрової розширювальної турбомашини»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С.М. Ванєєв

Керівник роботи

С.М. Ванєєв

Консультант з охорони праці

С.В. Сидоренко

Здобувач

Д.В. Смоленко

Суми 2018

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	3
1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ І ВИМОГИ НА СТВОРЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ.....	8
2. ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ.....	10
3. РОЗРАХУНОК ТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВЛАСНИХ ПОТРЕБ ГРС НА БАЗІ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ.....	11
3.1 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа, $N = 5$ кВт.....	11
3.2 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа, $N = 10$ кВт.....	19
3.3 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа, $N = 20$ кВт.....	27
3.4 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа, $N = 5$ кВт.....	35
3.5 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа, $N = 10$ кВт.....	43
3.6 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа, $N = 20$ кВт.....	51
3.7 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа, $N = 5$ кВт.....	59
3.8 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа, $N = 10$ кВт.....	67
3.9 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа, $N = 20$ кВт.....	75
4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ НА БАЗІ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ ДЛЯ ВЛАСНИХ ПОТРЕБ ГРС....	83
5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	93
5.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання.....	93
5.2 Розрахунок шумоглушника.....	98
ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА.....	103

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КМ 12.00.00.00 ПЗ			
Розроб.		Смоленко			Розробка та дослідження турбогенератора для власних потреб газорозподільних станцій на базі вихрової розширювальної турбомашини	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Архувів</i>
Перевір.		Ванєєв				К Р З	2	103
Реценз.						СумДУ, К.м-71		
Н. Контр.		Вертепов						
Затверд.		Ванєєв						

ВСТУП

Проблема енергозбереження в даний час є однією з найважливіших всесвітніх проблем, так як потрібно задовольняти зростаючі енергетичні потреби людства. Україну ж можна назвати країною з однією з найбільш енерговитратних економік у світі, для якої питання енергозбереження важливе також і для національної безпеки. Незважаючи на велику кількість паливно-енергетичних ресурсів в надрах, наша країна не задовольняє внутрішніх потреб. Підвищення внутрішніх цін на енергоресурси останнім часом змушує переглядати ставлення до їх витрачання. Економія енергоресурсів дозволяє підприємствам зменшити собівартість продукції, що призводить до збільшення прибутку. Одним із способів часткового вирішення цієї проблеми є утилізація вторинних енергетичних ресурсів.

Встановлено, що велика кількість ексергії стиснених газів і парів втрачається на редукторах і регуляторах на газорозподільних станціях (ГРС), газорозподільних пунктах і при подачі паливного газу на газотурбінні двигуни в газовій промисловості, в різних технологічних процесах в хімічній та інших галузях промисловості, в комунально побутовому господарстві і т.п. [1]. Знизити втрати і підвищити коефіцієнт корисного використання енергоресурсів можливо шляхом використання енергозберігаючої турбогенераторної установки замість звичного спрацьовування перепаду тиску на дроселюючому органі. При цьому, як правило, потрібні високооборотні класичні (доцентрові або осьові) турбіни і часто - з парціальним підведенням газу або пари на робоче колесо. Для зниження числа обертів необхідно застосовувати редуктор, що ускладнює і здорожує конструкцію і експлуатацію установки, а парціальне підведення робочого тіла призводить до зниження ККД. Габарити такої установки виходять великими, а термін окупності не менше 2 років. Більш перспективним є створення турбогенераторних агрегатів (ТГА) на базі вихрових турбін (ВТ) [2]. На рис.В.1 показані типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

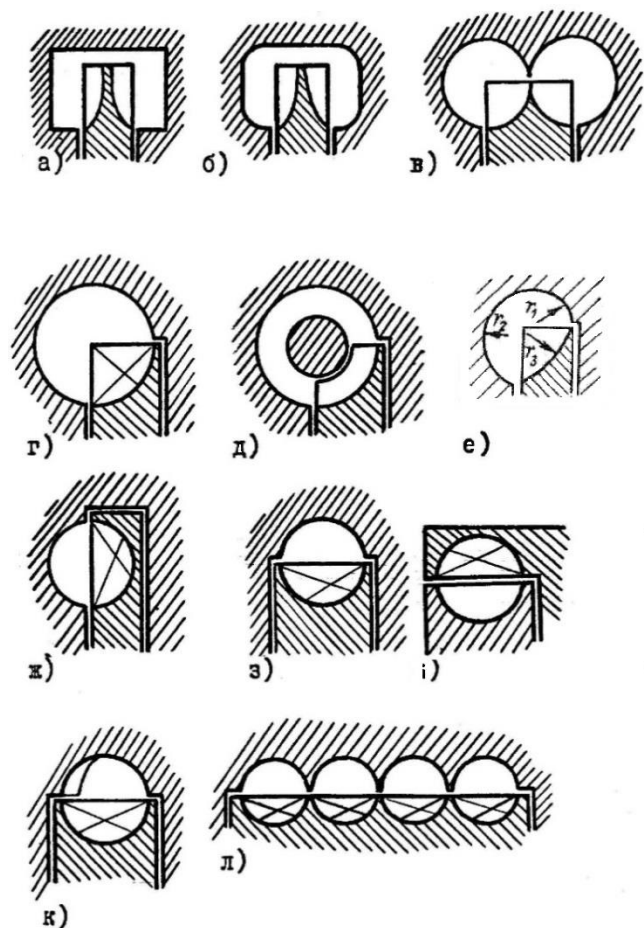


Рис.В.1. Типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин.

Проточні частини з прямокутною формою меридіонального перерізу (рис.1а) застосовувалися на ранніх стадіях розвитку вихрових турбомашин і більше відповідають гіпотезам дотичних напружень та інтенсивного перемішування. З появою регенеративної гіпотези, яка передбачає наявність меридіональної течії і рух робочого тіла по спіралевидних лініях потоку, меридіональні перерізи проточних частин вихрових машин стали виконувати закругленими, маючими менший опір меридіональній течії.

При роботі в компресорному режимі найбільшого поширення набули ступені з периферійно-боковим каналом. На рис.В.1 показані проточні частини з периферійно-боковим каналом:

- двоканальні (двосторонні) зі скругленим профілем меридіонального перетину (рис.В.1б), а також круглим профілем меридіонального перетину (рис.В.1в),

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- одноканальні з круглим профілем (рис.В.1г);
- одноканальні з круглим профілем і центральним обтікачем (рис.В.1д);
- одноканальні з криволінійним профілем (рис.В.1е) [3].

Широко застосовуються також вихрові компресори з периферійно-боковим каналом і серповидними лопатками робочого колеса. У насосах, компресорах і турбінах знаходять застосування проточні частини з периферійним каналом і круглим профілем (рис. В.1 з, і, д, к, л).

На рисунках В.2 і В.3 представлені конструктивні схеми вихрових турбін з зовнішнім периферійним каналом (рис.В.2) і з периферійно-боковим каналом (рис.В.3).

Ступінь із зовнішнім периферійним каналом найбільш технологічний та конструктивно простий, особливо при виконанні багатоканальних і багатопоточних схем, у порівнянні з вихровими ступенями, що мають інші типи проточних частин (з боковим, периферійно-боковим, внутрішнім периферійним каналами й ін.) [4].

У вихровій турбіні робоче тіло через сопло надходить в проточну частину, утворену каналом корпусу та міжлопаточними каналами робочого колеса, що обертається в корпусі з малими радіальними та торцевими зазорами.

Середня окружна складова швидкості (середньовитратна швидкість) робочого тіла в каналі більше окружної швидкості робочого колеса. Для ефективного використання енергії робочого тіла, що знаходиться в каналі, потрібно організувати поздовжньо-вихровий рух по довжині проточної частини. Тоді частки газу в проточній частині турбіни рухаються по спіралеподібним траєкторіях від входу до виходу машини, багаторазово взаємодіючи з лопатками робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію.

При переміщенні частинок в міжлопаткових каналах робочого колеса змінюється напрям і величина їх швидкості та момент кількості руху, в результаті чого на лопатках з'являються сили, що приводять колесо до руху.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ця поздовжньо-вихрова течія є базовою при обміні енергією між частинками газу в каналі корпусу та лопатками робочого колеса, і чим інтенсивніше вона організована, тим вище ефективність турбіни [5].

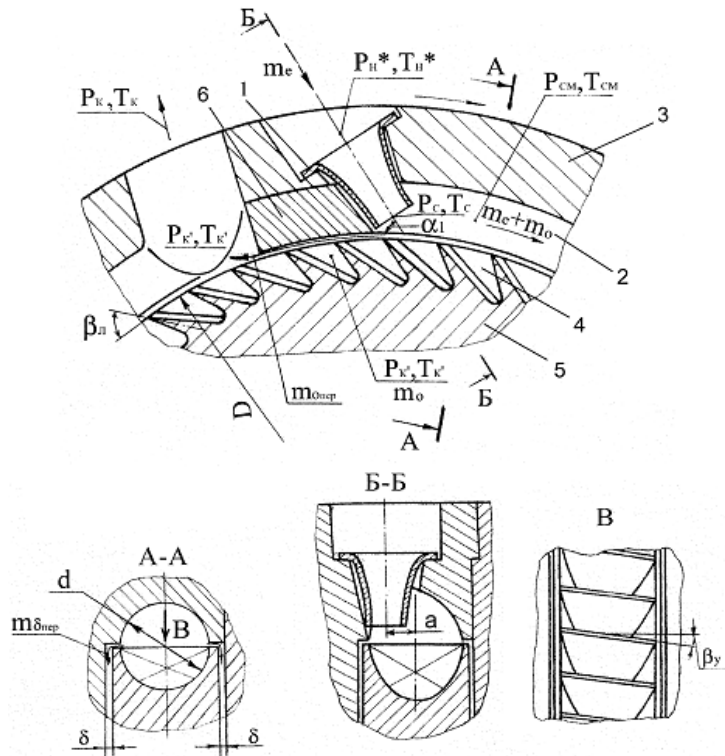


Рис. В.2 – Схема вихрового ступеня із зовнішнім периферійним каналом.

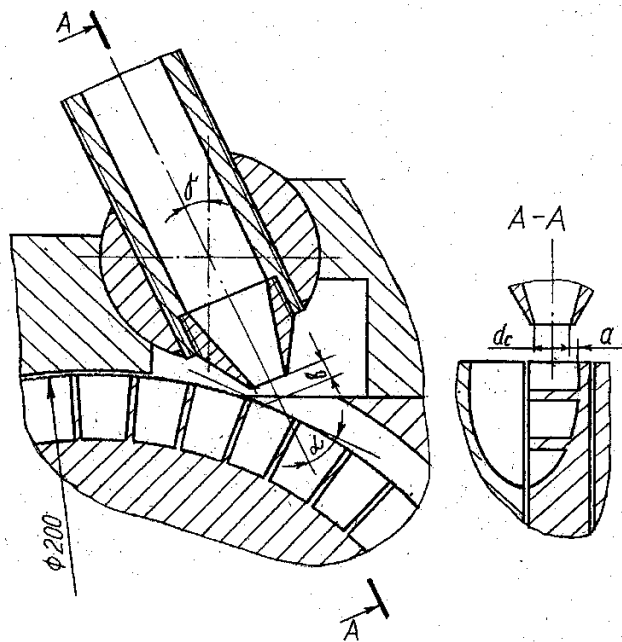


Рис.В.3 – Схема вихрового ступеня з периферійно-боковим каналом.

										Арк.
										6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КМ 12.00.00.00 ПЗ					

Вихрова турбіна, у порівнянні з осьовою і доцентровою, простіша по конструкції і технологічніша, що робить її дешевше у виготовленні, вона простіше реверсується (без додаткового робочого колеса). В області малих витрат, малих потужностей, коли потрібні малі габарити і вага, вихрова турбіна, при інших рівних умовах (потужність, що знімається, габарити, ККД), дозволяє виключити основний недолік класичних турбін (осьових і доцентрових) - високооборотність. Це часто дозволяє відмовитися від застосування понижувальних редукторів при конструюванні приводів різних механізмів і агрегатів, що значно знижує вартість, підвищує надійність машини і скорочує витрати на її обслуговування. Також перевагою вихрових турбін є більше відношення пускового моменту до номінального.

Переваги вихрової турбіни дозволяють отримати максимально простий і надійний турбопривод або турбогенератор з терміном окупності 1-2 роки [2].

Діапазон застосовності турбін даного виду визначається потужністю від кількох десятків до 600 кіловат, тиском робочого тіла на вході до 70 кг/см².

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ І ВИМОГИ НА СТВОРЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ (АГРС) 5000, 10000, 30000 Н.М³/ГОД)

Технічне завдання на створення автоматичних газорозподільних станцій представлено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічне завдання на створення ГРС

№ з/п	Найменування робіт	Одиниці вимірювання	Кількість
1	Створення технологічних схем ГРС і специфікації застосованого у них обладнання для наступних типорозмірів АГРС (з одним виходом газопостачання): { ГРС - 5 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 5 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 5 при Рвих = 1,2 МПа { ГРС - 10 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 10 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 10 при Рвих = 1,2 МПа { ГРС - 30 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 30 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 30 при Рвих = 1,2 МПа	Комплект документації (технологічні схеми і специфікації обладнання, що застосовується)	9 комплектів
2	Формування комерційних пропозицій на виготовлення і поставку наступних типорозмірів блочно-модульних АГРС (з одним виходом газопостачання): { ГРС - 5 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 5 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 5 при Рвих = 1,2 МПа { ГРС - 10 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 10 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 10 при Рвих = 1,2 МПа { ГРС - 30 при Рвих = 0,3 МПа ГРС - 30 при Рвих = 0,6 МПа ГРС - 30 при Рвих = 1,2 МПа	Комерційна пропозиція	9 пропозицій

Основні технічні характеристики ГРС повинні відповідати вказаним в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики ГРС

№ з/п	Найменування характеристик (параметрів)	Одиниці вимірювання	Норма
1	Тиск газу на вході в ГРС	МПа	2,5...7,5
2	Тиск газу на виході з ГРС (для варіантів газопостачання)	МПа	0,3÷1,2
3	Розрахункова базова продуктивність (пропускна здатність) при $P_{вх} = 2,5 \div 7,5$ МПа, для варіантів газопостачання з $P_{вих\ min} = 0,3$ МПа, $P_{вих\ max} = 1,2$ МПа		
	ГРС -5	н.м ³ /год	5 000
	ГРС -10		10 000
	ГРС -30		30 000
4	Точність підтримки тиску газу на виході з ГРС газопостачання	%	±2,5
5	Температура газу на вході в ГРС, не менше	°С	+5
6	Резервування на пропускній спроможності системи редукування	%	100
7	Напруга живлення від зовнішньої мережі	В	220
8	Напруга живлення від резервного газового електрогенератора	В	220
9	Час роботи від джерела безперебійного живлення, не менше	год	72
10	Номінальна споживана електрична потужність, не більше часу роботи від джерела безперебійного живлення, не менше	кВт	5,5

2. ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

На основі методики розрахунку вихрових турбін була створена програма на базі Microsoft Excel та проведені дев'ять варіантів розрахунків турбогенераторів.

№	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	Rвх	2,5	R	506	$\eta_{лв}$	0,88	nr	3000	$\bar{\alpha}_c$	0,25	(0,25-0,5)	
2	Rвих	0,3	Tвх	278	N	10000	z	72	$\bar{\alpha}_{пр.ч}$	0,055	(0,055-0,065)	
3	k	1,3	$\eta_{лс}$	0,44	$\bar{\rho}$	0,75						
4	Результати розрахунку:											
5	\bar{z}_T	8,33										
6	hс	235863										
7	$\eta_{гг}$	0,387										
8	Nгг	11364										
9	Nс	25826										
10	G	0,109	або Q	537,778								
11	hсc	176897										
12	рс	566044										
13	сc	565,07										
14	акр	398,77										
15	скр	378,83										
16	λ_c	1,417										
17	$q(\lambda_c)$	0,820										
18	B	0,667										
19	fс	1,50E-05										
20	dс	0,0044										
21	fкр	1,23E-05										
22	dкр	0,0040										
23	dпр.ч	0,0175										
24	Dкол	0,32										
25	$\bar{\alpha}_c$	0,055										
26	u1	49,93	\bar{u}	0,0727								
27	Mu	0,117	cс	686,824								
28	t	0,0126										
29	сроз	0,0251										
30	$\theta_{роз}$	0,158	або (°)	9,056								
31	Tвихс	170										
32	ΔT_c	108										
33	ΔT	47										
34	Tвих	231										
35	Pсв	17,772										
36	fвх	0,00015										
37	dвх	0,014										
38	Pвих	2,570										
39	fвих	0,00107										
40	dвих	0,037										
41												

Рис.2.1 Програма розрахунку турбогенераторів

3. РОЗРАХУНОК ТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВЛАСНИХ ПОТРЕБ ГРС НА БАЗІ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ

3.1 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа, $N = 5$ кВт

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5$ МПа - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа - тиск на виході;

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 5$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів
Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів
Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,3} = 8,33.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 235863 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 5 кВт $\eta_{ел} = 0,875$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,875 = 0,385.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{5000}{0,875} = 5714 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{5714}{0,44} = 12987 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{12987}{235863} = 0,055 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{вх} \cdot \left[1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{вх}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 235863 = 176897 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{176897(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,566 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 176897} = 565,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла;

для профільованих сопел $\varphi_c = 0,94 \div 0,96$.

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{вх}};$$

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла у дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$\lambda_c = \frac{565,07}{398,77} = 1,417.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,417 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,417^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,820.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,055 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,820} = 0,0000075 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000075}{3,14}} = 0,0031 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{\text{кр}} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}}},$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{кр} = \frac{0,055 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000062 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр}}{\pi}};$$

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000062}{3,14}} = 0,0028 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перерізу проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0028}{0,35} = 0,0089 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{кол} = \frac{d_{пр.ч}}{\bar{d}_{пр.ч}},$$

де $\bar{d}_{пр.ч}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{кол} = \frac{0,0089}{0,06} = 0,15 \text{ м}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,15\text{ м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0089}{0,15} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000\text{ об/хв}$ - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 3000 / 60 = 23,18\text{ м/с}.$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{23,18}{686,82} = 0,0338,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 235863} = 686,82\text{ м/с},$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{23,18}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,054.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,15 - 0,03)}{72} = 0,0052\text{ м}.$$

Довжина розділювача $L_{\text{роз}}$:

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot t;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0052 = 0,0104\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0104}{0,15} = 0,138\text{рад} = 7,90^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,3}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 170\text{К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 170 = 108\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 108 = 47\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 47 = 231\text{К.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубкa:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$ - швидкість газу у патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,055}{40 \cdot 17,772} = 0,00008 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00008}{3,14}} = 0,010 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубкa

Площа перерізу патрубкa:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{506 \cdot 231} = 2,570 \text{ кг/м}^3;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,055}{40 \cdot 2,570} = 0,00054 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00054}{3,14}} = 0,026 \text{ м}.$$

3.2 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$, $N = 10 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 10 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,3} = 8,33.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 235863 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,387.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{10000}{0,88} = 11364 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 25826 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{25826}{235863} = 0,109 \text{ кг/с.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 235863 = 176897 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{176897(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,566 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 176897} = 565,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

$$\varphi_c = 0,94 \div 0,96.$$

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{565,07}{398,77} = 1,417.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,417 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,417^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,820.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,109 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,820} = 0,0000105 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000105}{3,14}} = 0,0044 \text{ м}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{\text{кр}} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}}},$$

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,109 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000123 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кр}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000123}{3,14}} = 0,0040 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{с}}}{\bar{d}_{\text{с}}},$$

де $\bar{d}_{\text{с}}$ - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_{\text{с}} = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0044}{0,35} = 0,0125 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0215}{0,06} = 0,21\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,21\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0125}{0,21} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,21 \cdot 3000 / 60 = 32,69\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{32,69}{686,82} = 0,0476,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 238563} = 686,82\text{м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{32,69}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,076.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,21 - 0,03)}{72} = 0,0078\text{м.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0078 = 0,0156\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0156}{0,21} = 0,149\text{рад} = 8,537^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,3}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 170\text{К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 170 = 108\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 108 = 47\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 47 = 231\text{К.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,109}{40 \cdot 17,772} = 0,00015 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубка:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00015}{3,14}} = 0,014 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{506 \cdot 231} = 2,570 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,109}{40 \cdot 2,570} = 0,00107 \text{ м}^2.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00107}{3,14}} = 0,037\text{м.}$$

3.3 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа, $N = 20$ кВт

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5$ МПа - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа - тиск на виході;

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адиабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,3} = 8,33.$$

Адиабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 235863 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 5 кВт $\eta_{ел} = 0,885$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,885 = 0,385.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,885} = 22599 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22599}{0,44} = 51361 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{51361}{235863} = 0,218 \text{ кг/с.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{\text{сc}}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де $h_{\text{сc}}$ - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{\text{сc}} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{\text{сc}} = 0,75 \cdot 235863 = 176897 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{176897(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,566 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{\text{сc}}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 176897} = 565,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла;

для профільованих сопел $\varphi_c = 0,94 \div 0,96$.

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Безрозмірна швидкість на виході з сопла у дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{565,07}{398,77} = 1,417.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,417 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,417^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,820.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,218 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,820} = 0,0000298 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000298}{3,14}} = 0,0062 \text{ м}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{кр} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх}},$$

$$f_{кр} = \frac{0,218 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000245 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр}}{\pi}};$$

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000245}{3,14}} = 0,0056 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перерізу проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0062}{0,35} = 0,0176 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{кол} = \frac{d_{пр.ч}}{\bar{d}_{пр.ч}},$$

де $\bar{d}_{пр.ч}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0176}{0,06} = 0,29\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,29\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0176}{0,29} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000\text{об/хв}$ - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,29 \cdot 3000 / 60 = 46,10\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{46,10}{686,82} = 0,0671,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 235863} = 686,82\text{м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{46,10}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,108.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,29 - 0,03)}{72} = 0,0113\text{м.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0113 = 0,0227 \text{ м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0227}{0,29} = 0,157 \text{ рад} = 8,99^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,3}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 170 \text{ К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 170 = 108 \text{ К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 108 = 47 \text{ К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 47 = 231 \text{ К.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубкa:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$ - швидкість газу у патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,218}{40 \cdot 17,772} = 0,00031 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00031}{3,14}} = 0,020 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубкa

Площа перерізу патрубкa:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{506 \cdot 231} = 2,570 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,218}{40 \cdot 2,570} = 0,00212 \text{ м}^2.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$
$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00212}{3,14}} = 0,052 \text{ м.}$$

3.4 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$, $N = 5 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 5 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,6} = 4,17.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,6}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 171042 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{ел} = 0,875$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,875 = 0,385.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{5000}{0,875} = 5714 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{5714}{0,44} = 12987 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{12987}{171042} = 0,076 \text{ кг/с.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Тиск на виході з сопла:

$$p_C = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{\text{сc}}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де $h_{\text{сc}}$ - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{\text{сc}} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{\text{сc}} = 0,75 \cdot 171042 = 128281 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_C = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{128281(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,898 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_C = \varphi_C \cdot \sqrt{2 \cdot h_{\text{сc}}};$$

$$C_C = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 128281} = 481,19 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_C - швидкісний коефіцієнт для сопла;

для профільованих сопел $\varphi_C = 0,94 \div 0,96$.

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_C = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{481,19}{398,77} = 1,207.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,207 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,207^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,953.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,076 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,953} = 0,000089 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000089}{3,14}} = 0,0034 \text{ м.}$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{\text{кр}} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}}},$$

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,076 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000085 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кр}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000085}{3,14}} = 0,0033 \text{ м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0034}{0,35} = 0,0096 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0096}{0,06} = 0,16\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,16\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0096}{0,16} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,16 \cdot 3000 / 60 = 25,26\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{25,26}{584,88} = 0,0432,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 171042} = 584,88\text{м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{25,26}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,059.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,16 - 0,03)}{72} = 0,0057\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0057 = 0,0114\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{КОЛ}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0114}{0,16} = 0,143\text{рад} = 8,19^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{ВИХ}} = T_{\text{ВХ}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{ВХ}} - T_{\text{ВИХS}};$$

$$T_{\text{ВИХS}} = \frac{T_{\text{ВХ}}}{\left(\frac{p_{\text{ВХ}}}{p_{\text{ВИХ}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{ВИХS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,6}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 200\text{К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 200 = 78\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 78 = 34\text{К.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{вих}} = 278 - 34 = 244\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,076}{40 \cdot 17,772} = 0,00011 \text{м}^2.$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00011}{3,14}} = 0,012 \text{м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{506 \cdot 244} = 4,866 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,076}{40 \cdot 4,866} = 0,00039 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00039}{3,14}} = 0,022 \text{ м}.$$

3.5 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$, $N = 10 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 10 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,6} = 4,17.$$

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,6}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 171042 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,387.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{10000}{0,88} = 11364 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 25826 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{25826}{171042} = 0,151 \text{ кг/с.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{\text{sc}}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{\text{sc}} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{\text{sc}} = 0,75 \cdot 171042 = 128281 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{128281(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,898 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{\text{sc}}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 128281} = 481,19 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

$$\varphi_c = 0,94 \div 0,96.$$

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{481,19}{398,77} = 1,207.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,207 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,207^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,953.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,151 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,955} = 0,000017 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000017}{3,14}} = 0,0048 \text{ м.}$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{кр} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх}},$$

$$f_{кр} = \frac{0,151 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,000017 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр}}{\pi}};$$

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000017}{3,14}} = 0,0046 \text{ м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0048}{0,35} = 0,0136 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{кол} = \frac{d_{пр.ч}}{\bar{d}_{пр.ч}},$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0136}{0,06} = 0,23\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,23\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0136}{0,23} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,23 \cdot 3000 / 60 = 35,62\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{35,62}{584,88} = 0,0609,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 171042} = 584,88\text{м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{35,62}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,083.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,23 - 0,03)}{72} = 0,0087\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0087 = 0,0174\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0174}{0,23} = 0,151\text{рад} = 8,65^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,6}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 200\text{К.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\Delta T_s = 278 - 200 = 78\text{K.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 78 = 34\text{K.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 34 = 244\text{K.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,151}{40 \cdot 17,772} = 0,00021 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00021}{3,14}} = 0,016 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{p_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{506 \cdot 244} = 4,866 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,151}{40 \cdot 4,866} = 0,00078 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00074}{3,14}} = 0,031 \text{ м}.$$

3.6 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$, $N = 20 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 20 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{0,6} = 4,17.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,6}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 171042 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{\text{ел}} = 0,885$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{\text{ТГ}} = \eta_s \cdot \eta_{\text{ел}};$$

$$\eta_{\text{ТГ}} = 0,44 \cdot 0,885 = 0,389.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{\text{ТГ}} = \frac{N}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{20000}{0,885} = 22857 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{\text{ТГ}}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22857}{0,44} = 51948 \text{ Вт.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{51948}{171042} = 0,304 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 171042 = 128281 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,75$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{128281(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,898 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 128281} = 481,19 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла;

для профільованих сопел $\varphi_c = 0,94 \div 0,96$.

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \text{ м/с};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \text{ м/с}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{481,19}{398,77} = 1,207.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 1,207 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,207^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,953.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,304 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,953} = 0,000036 \text{ м}^2.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000036}{3,14}} = 0,0068 \text{ м.}$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_{\text{кр}} = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}}},$$

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,304 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,000034 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кр}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000034}{3,14}} = 0,0066 \text{ м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0068}{0,35} = 0,0193 \text{ м.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0193}{0,06} = 0,32 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,32 \text{ м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0193}{0,32} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000 \text{ об/хв}$ - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,32 \cdot 3000 / 60 = 50,24 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{50,24}{584,88} = 0,0859,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 171042} = 584,88 \text{ м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$M_u = \frac{50,24}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,117.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,32 - 0,03)}{72} = 0,0127\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0127 = 0,0254\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0254}{0,32} = 0,159\text{рад} = 9,11^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$T_{\text{вихс}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,6}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 200\text{К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 200 = 78\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 78 = 34\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 34 = 244\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,304}{40 \cdot 17,772} = 0,00042 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00042}{3,14}} = 0,023 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{506 \cdot 244} = 4,866 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,304}{40 \cdot 4,866} = 0,00154 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00154}{3,14}} = 0,044 \text{ м}.$$

3.7 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$, $N = 5 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 5 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$\pi_T = \frac{2,5}{1,2} = 2,08.$$

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 94976 \text{ Дж/кг}.$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{\text{ел}} = 0,875$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{\text{ТГ}} = \eta_s \cdot \eta_{\text{ел}};$$

$$\eta_{\text{ТГ}} = 0,44 \cdot 0,875 = 0,385.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{\text{ТГ}} = \frac{N}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{5000}{0,875} = 5714 \text{ Вт}.$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{\text{ТГ}}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{5714}{0,44} = 12987 \text{ Вт}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{12987}{94976} = 0,137 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{\text{sc}}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{\text{sc}} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{\text{sc}} = 0,5 \cdot 94976 = 47488 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,5$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{47488(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 1,759 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{\text{sc}}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 47488} = 292,77 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

$$\varphi_c = 0,94 \div 0,96.$$

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \text{ м/с};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \text{ м/с}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{292,77}{398,77} = 0,734.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 0,734 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 0,734^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,917.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{вх}}}{2 \cdot B \cdot p_{вх} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,137 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,917} = 0,0000168 \text{ м}^2.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000168}{3,14}} = 0,0046\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0044}{0,35} = 0,0132\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0132}{0,06} = 0,22\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,22\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0132}{0,22} = 0,06;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,22 \cdot 3000 / 60 = 34,55 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{34,55}{435,83} = 0,0793,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 94976} = 435,83 \text{ м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{34,55}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,081.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$
$$t = \frac{3,14 \cdot (0,22 - 0,03)}{72} = 0,0083 \text{ м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{роз}}$:

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot 0,0083 = 0,0166 \text{ м.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0166}{0,22} = 0,151 \text{ рад} = 8,65^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{1,2}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 235 \text{ К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 235 = 43 \text{ К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 43 = 19 \text{ К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 19 = 259 \text{ К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубка:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

де $C_{тр} \approx 40 \frac{м}{с}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{вх}$ - початкова густина:

$$\rho_{вх} = \frac{P_{вх}}{R \cdot T_{вх}};$$

$$\rho_{вх} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \frac{кг}{м^3};$$

$$f_{вх} = \frac{0,137}{40 \cdot 17,772} = 0,00019 м^2.$$

Діаметр патрубка:

$$d_{вх} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{вх}}{\pi}};$$

$$d_{вх} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00019}{3,14}} = 0,016 м.$$

Розрахунок вихідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

$$f_{вих} = \frac{G}{C_{тр} \cdot \rho_{вих}};$$

де $\rho_{вих}$ - кінцева густина:

$$\rho_{вих} = \frac{P_{вих}}{R \cdot T_{вих}};$$

$$\rho_{вих} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{506 \cdot 261} = 9,159 \frac{кг}{м^3};$$

$$f_{вих} = \frac{0,137}{40 \cdot 9,159} = 0,00037 м^2.$$

Діаметр патрубка:

$$d_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{вих}}{\pi}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00037}{3,14}} = 0,022 \text{ м.}$$

3.8 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$, $N = 10 \text{ кВт}$

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}$ - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$ - тиск на виході;

$T = 278 \text{ К}$ - температура на вході;

$N = 10 \text{ кВт}$ - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{1,2} = 2,08.$$

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 94976 \text{ Дж}/\text{кг}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо $\eta_s = 0,44$;

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,387.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{10000}{0,88} = 11364 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 25826 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{25826}{94976} = 0,272 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$$p_c = p_{\text{вх}} \cdot \left[1 - \frac{h_{\text{сc}}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де $h_{\text{сc}}$ - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{\text{сc}} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{\text{сc}} = 0,5 \cdot 94976 = 47488 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,5$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{47488(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 1,759 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{\text{сc}}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 47488} = 292,77 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

$$\varphi_c = 0,94 \div 0,96.$$

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{\text{кр}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_c = \frac{292}{398,77} = 0,734.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 0,734 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 0,732^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,917.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,272 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,916} = 0,0000333 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000333}{3,14}} = 0,0065 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_c}{d_c},$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0065}{0,35} = 0,0186\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0185}{0,06} = 0,31\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,31\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0185}{0,31} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,31 \cdot 3000 / 60 = 48,72\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{48,72}{435,83} = 0,1118,$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 94976} = 435,83 \text{ м/с},$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{48,72}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,114.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,31 - 0,03)}{72} = 0,0122 \text{ м}.$$

Довжина розділювача $L_{\text{роз}}$:

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot 0,0122 = 0,0244 \text{ м}.$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{роз}}$:

$$\theta_{\text{роз}} = \frac{2 \cdot L_{\text{роз}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{роз}} = \frac{2 \cdot 0,0244}{0,31} = 0,157 \text{ рад} = 8,00^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихс}};$$

$$T_{\text{вихс}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихс}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{1,2}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 235\text{К.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 235 = 43\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 43 = 19\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 19 = 259\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,272}{40 \cdot 17,772} = 0,00038 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00038}{3,14}} = 0,022 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубкa

Площа перерізу патрубкa:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{506 \cdot 261} = 9,159 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,272}{40 \cdot 9,159} = 0,00074 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00074}{3,14}} = 0,031 \text{ м}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

3.9 Розрахунок для $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа, $N = 20$ кВт

Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 2,5$ МПа - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа - тиск на виході;

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{2,5}{1,2} = 2,08.$$

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 94976 \text{ Дж/кг}.$$

Приймаємо:

- адіабатний (ізоентропний) ККД турбіни $\eta_s = 0,4 - 0,45$, приймаємо

$\eta_s = 0,44$;

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 10 кВт $\eta_{ел} = 0,885$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел};$$

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,885 = 0,389.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,885} = 22599 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22599}{0,44} = 51361 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G = \frac{N_s}{h_s};$$

$$G = \frac{51361}{94976} = 0,541 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

$$p_c = p_{вх} \cdot \left[1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{вх}} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

де h_{sc} - ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплі: $h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$;

$$h_{sc} = 0,5 \cdot 94976 = 47488 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де β_s - коефіцієнт активності турбіни ($\beta_s = 0,5$);

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{47488(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{1,3} = 1,759 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}};$$

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 47488} = 292,77 \text{ м/с.}$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

$$\varphi_c = 0,94 \div 0,96.$$

Критична швидкість на виході з сопла:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_{вх}};$$

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 506 \cdot 278} = 398,77 \text{ м/с};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 398,77 \cdot 0,95 = 378,83 \text{ м/с.}$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{292,77}{398,77} = 0,734.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Функція $q(\lambda_c)$:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \cdot \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_c^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}};$$

$$q(\lambda_c) = 0,734 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 0,734^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,917.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{вх}}}}{2 \cdot B \cdot p_{\text{вх}} \cdot q(\lambda_c)},$$

де

$$B = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667;$$

$$f_c = \frac{0,541 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,917} = 0,000066 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000066}{3,14}} = 0,0092 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де \bar{d}_c - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,5;$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

$$d_{\text{пр.ч}} = \frac{0,0092}{0,35} = 0,0262\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$ - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{0,11 \div 0,13}{2} = 0,055 \div 0,065;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0262}{0,06} = 0,44\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,44\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,0262}{0,44} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n_T / 60,$$

де $n_T = 3000$ об/хв - частота обертання колеса турбіни.

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,44 \cdot 3000 / 60 = 68,70\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{68,70}{435,83} = 0,1576,$$

де C_s - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 94976} = 435,83\text{м/с,}$$

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_u = \frac{68,70}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,161.$$

Приймаємо число лопаток $z = 72$.

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,44 - 0,03)}{72} = 0,0179\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0179 = 0,0358\text{м.}$$

Кутова протяжність розділювача $\theta_{\text{РОЗ}}$:

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,0358}{0,44} = 0,163\text{рад} = 9,34^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{1,2}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 235\text{K.}$$

$$\Delta T_s = 278 - 235 = 43\text{K.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 43 = 19\text{K.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 19 = 259\text{K.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де $C_{\text{тр}} \approx 40 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$ - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{506 \cdot 278} = 17,772 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,541}{40 \cdot 17,772} = 0,00076 \text{м}^2.$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00076}{3,14}} = 0,031 \text{м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

де $\rho_{\text{вих}}$ - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{506 \cdot 261} = 9,159 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,541}{40 \cdot 9,159} = 0,00148 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00148}{3,14}} = 0,043 \text{ м}.$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ НА БАЗІ ВИХРОВОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ ДЛЯ ВЛАСНИХ ПОТРЕБ ГРС

Отримані результати розрахунків турбогенераторів на базі вихрової розширювальної турбомашини при частоті обертання турбіни $n = 3000$ об/хв представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}; T_{\text{вх}} = 278 \text{ К}$									
	$P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$		
N, кВт	5	10	20	5	10	20	5	10	20
G, кг/с	0,055	0,109	0,218	0,076	0,151	0,304	0,137	0,272	0,541
$Q_{\text{тг}},$ нм ³ /Г	270,1	535,3	1070,7	373,3	741,6	1493,0	672,9	1335,9	2657,0
$D_{\text{кол}}, \text{ м}$	0,15	0,21	0,29	0,16	0,23	0,32	0,22	0,31	0,44
$d_{\text{с}}, \text{ м}$	0,0031			0,0044			0,0062		
$d_{\text{пр.ч}}, \text{ м}$	0,0089	0,0125	0,0176	0,0096	0,0136	0,0192	0,0132	0,0186	0,0262
$d_{\text{вх}}, \text{ м}$	0,010	0,014	0,020	0,012	0,016	0,023	0,016	0,022	0,031
$d_{\text{вих}}, \text{ м}$	0,026	0,037	0,052	0,022	0,031	0,044	0,022	0,031	0,043
$T_{\text{вих}}, \text{ К}$	231			244			259		
\bar{u}	0,0338	0,0476	0,0671	0,0432	0,0609	0,0859	0,0793	0,118	0,1576

За отриманими результатами побудовані графіки залежності масової витрати газу через турбогенератор (рис.4.1), залежності відсотка від витрати газу для ГРС 5 (рис 4.2), ГРС 10 (рис.4.3), ГРС 30 (рис.4.4), діаметра колеса (рис.4.5), приведеної окружної швидкості (рис.4.6) від тиску на виході.

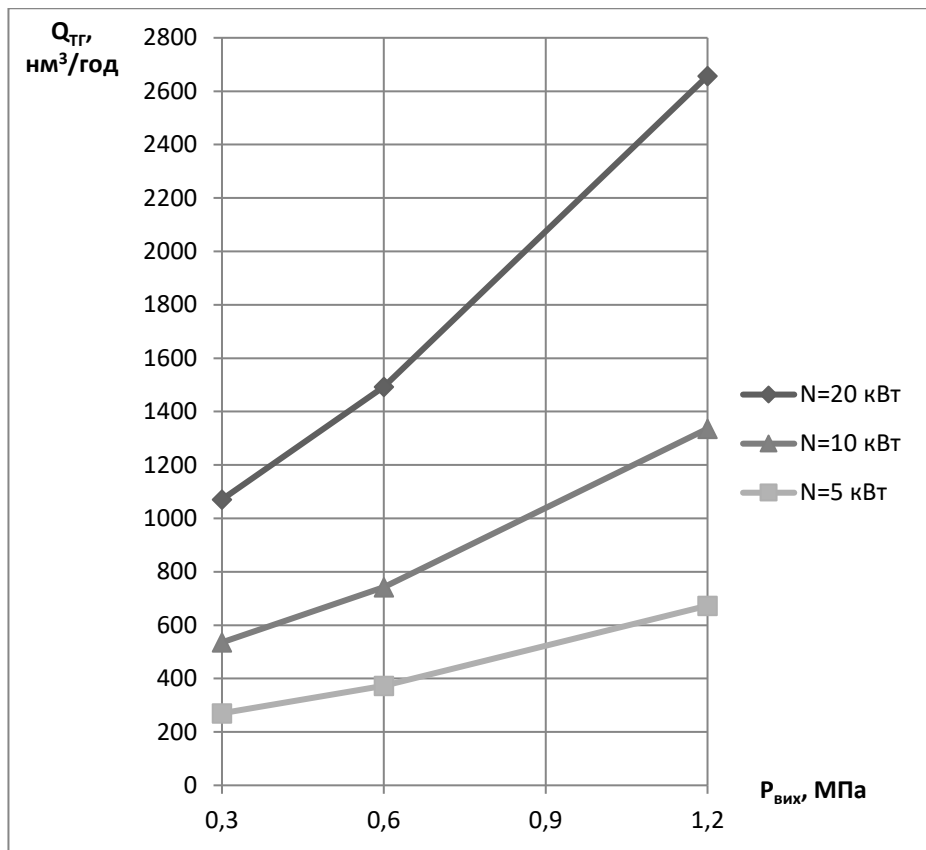


Рис.4.1 Залежність витрати газу від тиску на виході

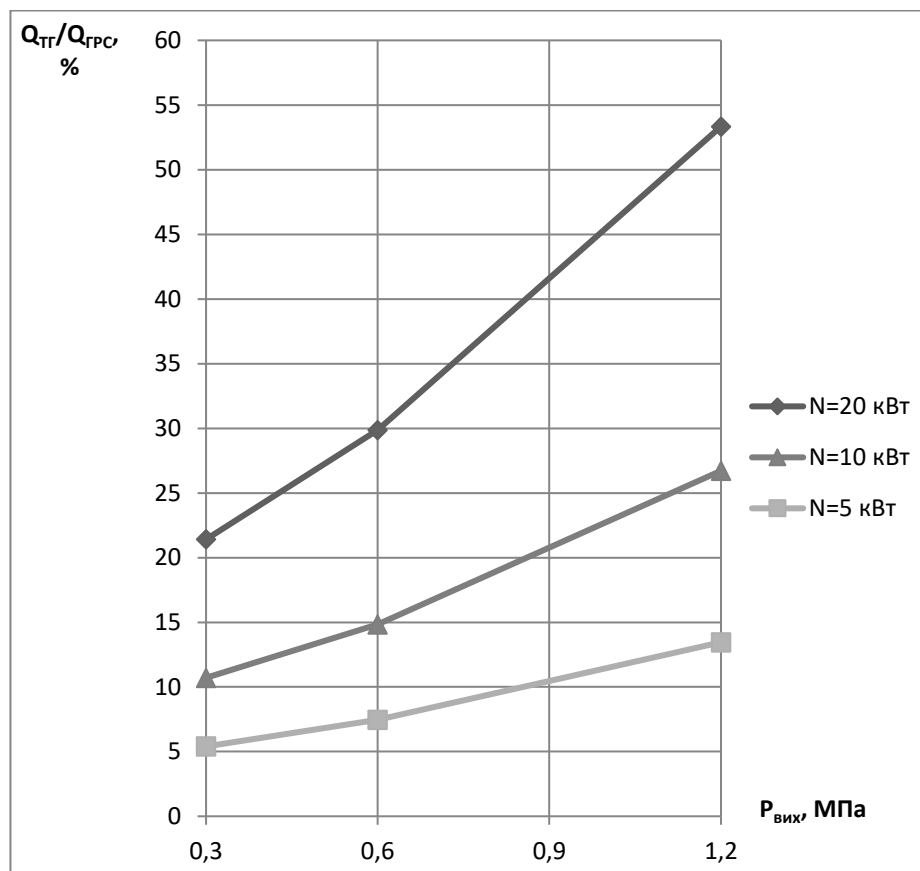


Рис.4.2 Залежність відсотка витрати газу на ГРС 5 від тиску на виході

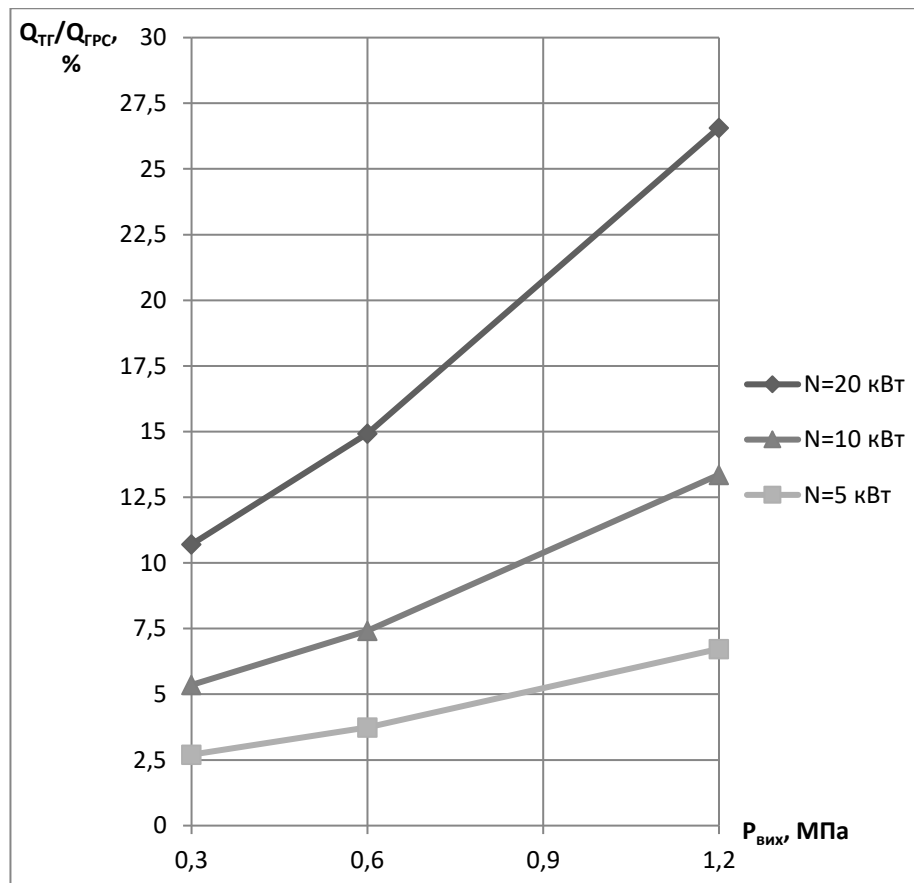


Рис.4.3 Залежність відсотка витрати газу на ГРС 10 від тиску на виході

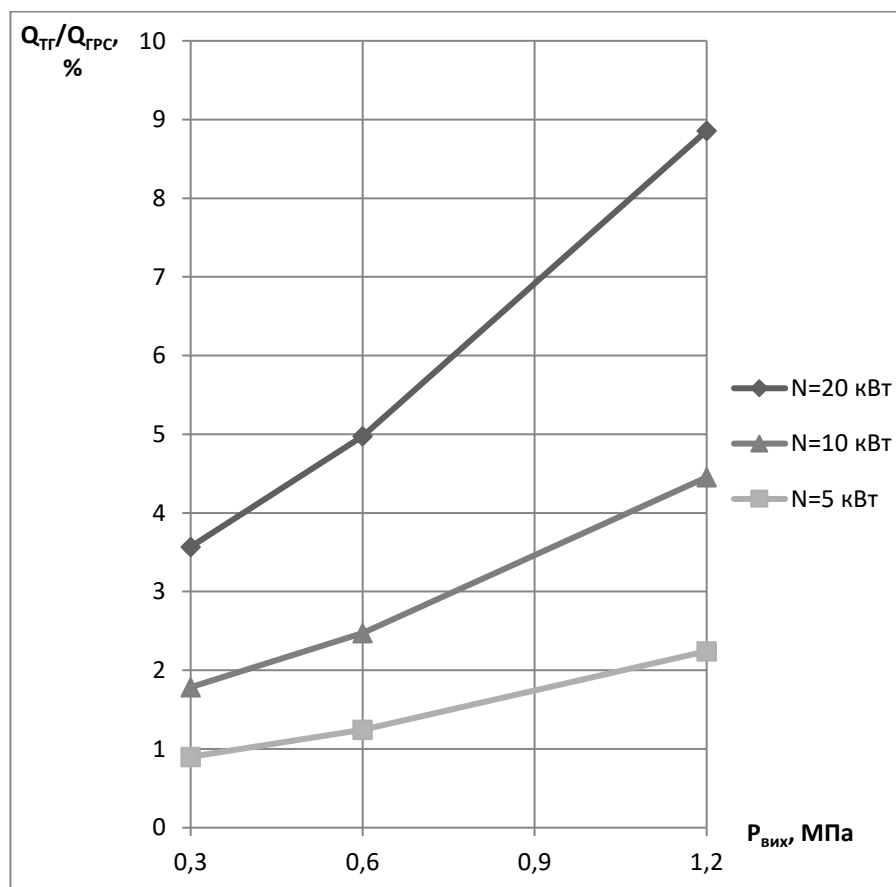


Рис.4.4 Залежність відсотка витрати газу на ГРС 30 від тиску на виході

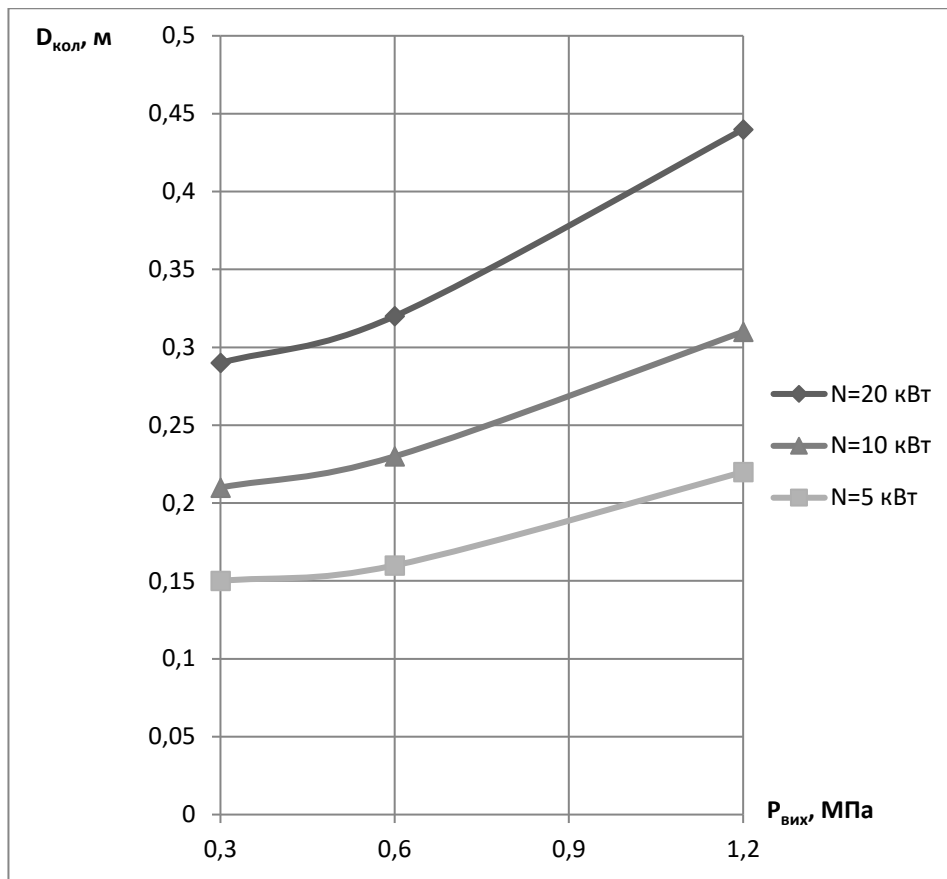


Рис.4.5 Залежність діаметра колеса від тиску на виході

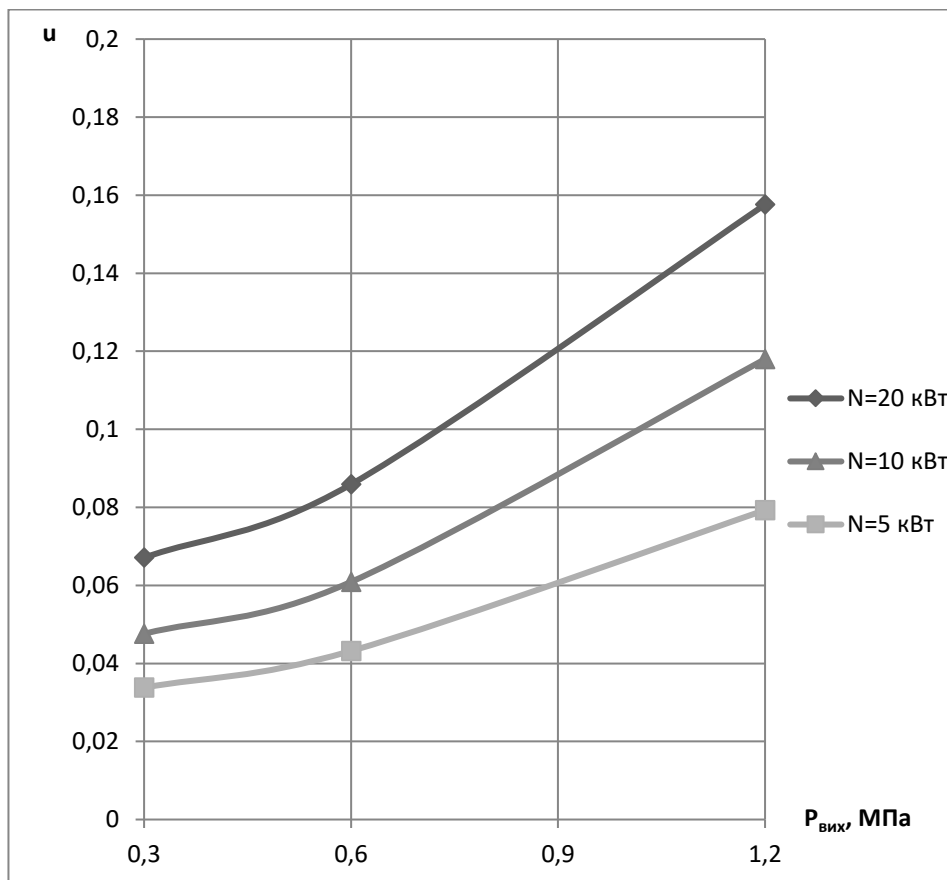


Рис.4.6 Залежність приведеної окружної швидкості від тиску на виході

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Оптимальний діапазон приведеної окружної швидкості робочого колеса для вихрових турбін складає $\bar{u} = 0,13 - 0,18$. Для $\bar{u} = 0,15$ при розрахованих геометричних параметрах частота обертання повинна відповідати представленій у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Частота обертання при $\bar{u} = 0,15$

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}; T_{\text{вх}} = 278 \text{ К}$									
	$P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$		
$N, \text{ кВт}$	5	10	20	5	10	20	5	10	20
$n_T, \text{ об/хв}$	13330	9460	6710	10420	7400	5240	5680	4300	2860

За даними таблиці 4.2 побудований графік залежності частоти обертання від тиску на виході. Він представлений на рисунку 4.7.

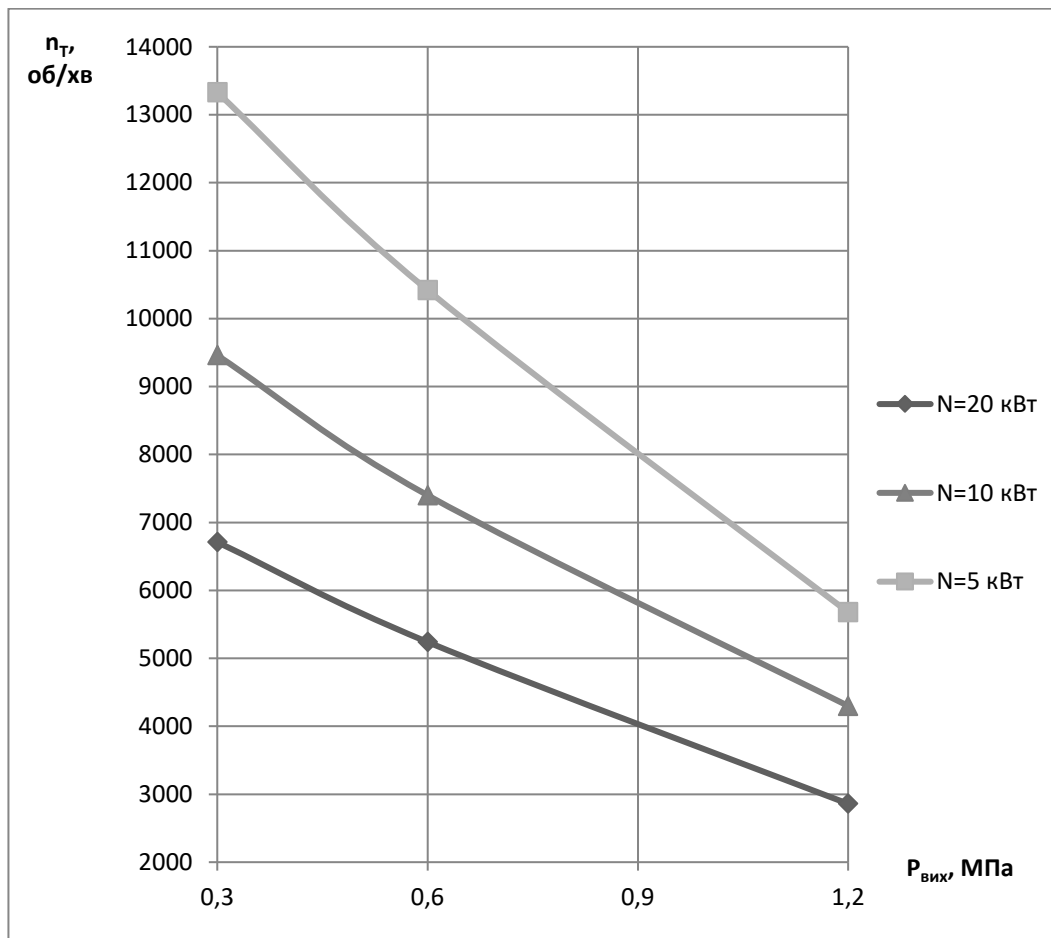


Рис.4.7 Залежність частоти обертання колеса від тиску на виході (при $\bar{u} = 0,15$)

Змінюємо відносний діаметр сопла та проточної частини турбіни з метою зменшення частоти обертання ротора електрогенератора. Результати розрахунків заносимо в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунків

$P_{\text{вх}} = 2,5 \text{ МПа}; T_{\text{вх}} = 278 \text{ К}$									
	$P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$		
$N, \text{ кВт}$	5	10	20	5	10	20	5	10	20
$G, \text{ кг/с}$	0,055	0,109	0,218	0,076	0,151	0,304	0,137	0,272	0,541
$Q_{\text{тр}}, \text{ нм}^3/\text{Г}$	270,1	535,3	1070,7	373,3	741,6	1493,0	672,9	1335,9	2657,0
$D_{\text{кол}}, \text{ м}$	0,23	0,32	0,45	0,25	0,35	0,49	0,34	0,42	0,42
$d_c/d_{\text{пр.ч}}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,28	0,401
$d_{\text{пр.ч}}/D_{\text{кол}}$	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,056	0,055
$d_c, \text{ м}$	0,0031	0,0044	0,0062	0,0034	0,0048	0,0067	0,0046	0,0065	0,0092
$d_{\text{пр.ч}}, \text{ м}$	0,0124	0,0175	0,0247	0,0135	0,0191	0,0269	0,0185	0,0233	0,0229
\bar{u}	0,140	0,140	0,140	0,140	0,140	0,131	0,121	0,150	0,150
$n_T, \text{ об/хв}$	8150	5777	4096	6365	4515	3000	3000	3000	3000

За останніми результатами розрахунків побудовані графіки залежності частоти обертання (рис.4.8) та діаметра колеса (рис.4.9) від тиску на виході.

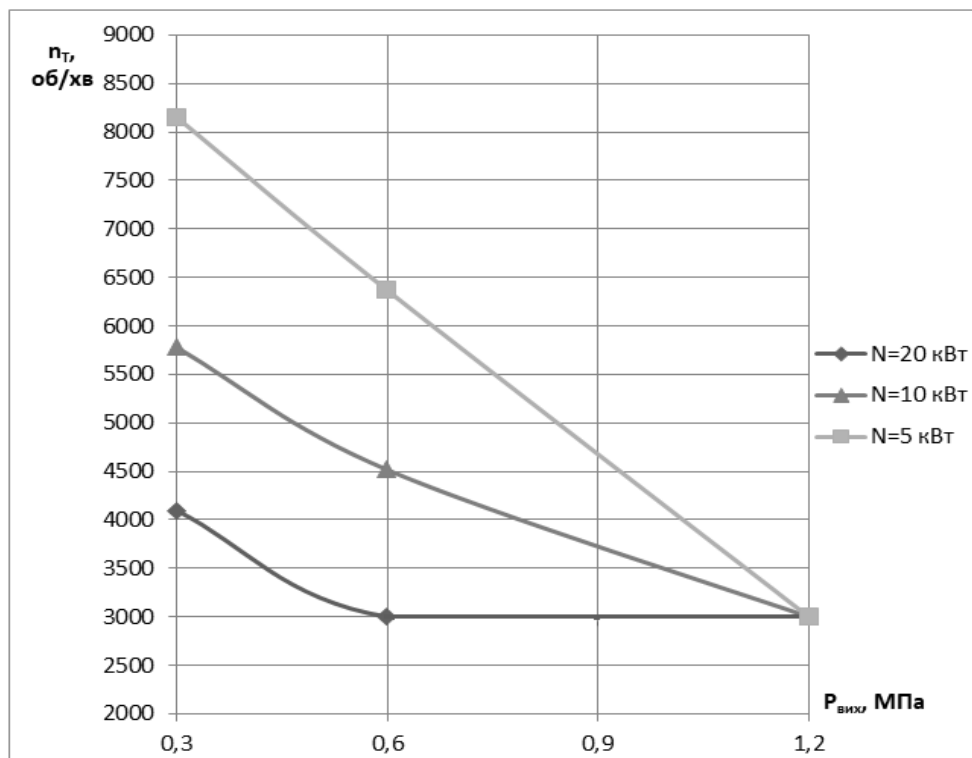


Рис.4.8. Залежність частоти обертання колеса від тиску на виході (при $\bar{u} = 0,12 - 0,15$)

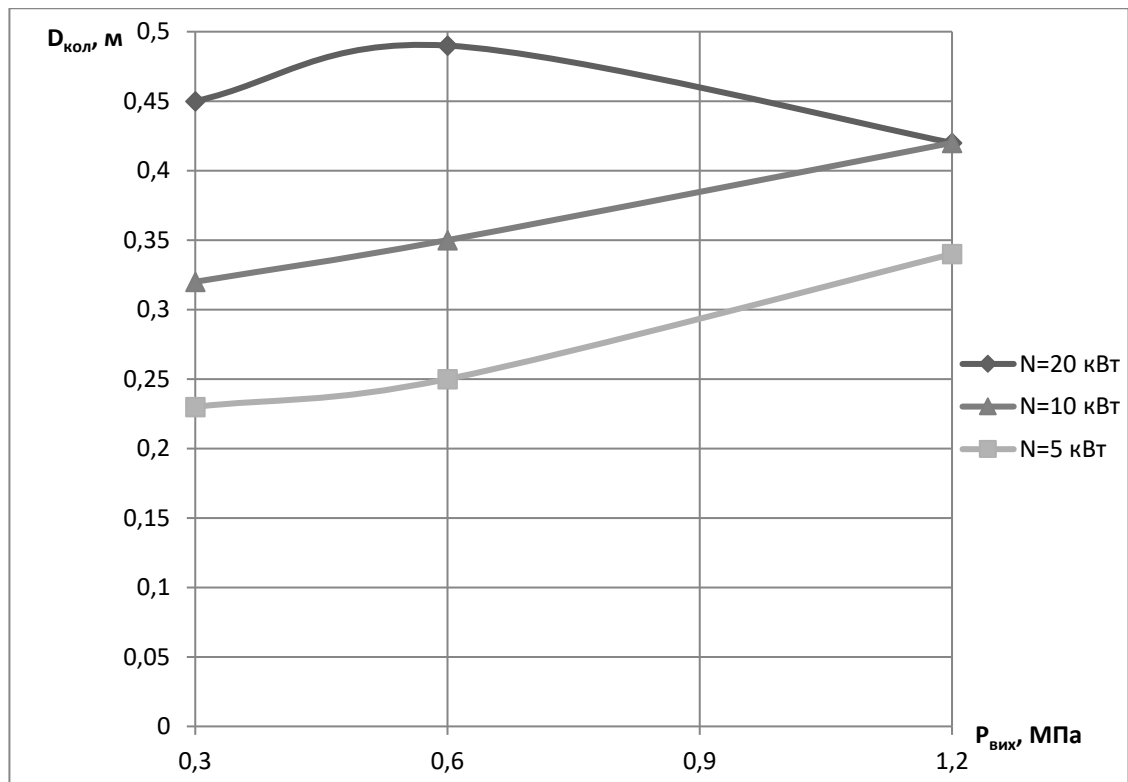


Рис.4.9. Залежність діаметра колеса турбіни від тиску на виході (при $\bar{u} = 0,12 - 0,15$)

За нормативами в Україні температура на виході з ГРС має становити 273 К (у попередніх розрахунках отримували такі значення: при $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа $T_{\text{вих}} = 231$ К, при $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа $T_{\text{вих}} = 244$ К, при $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа $T_{\text{вих}} = 259$ К). Тому необхідний попередній підігрів газу, щоб підвищити температуру на виході з турбогенератора. Збільшуємо температуру на вході та повторюємо розрахунки, заносючи отримані результати до таблиці 4.4 та будуємо графіки залежності діаметра колеса (рис.4.10) та витрати газу (рис.4.11) від тиску на виході.

Таблиця 4.4 – Остаточні результати розрахунків для $T_{\text{вих}} = 273 \text{ К}$

$P_{\text{вих}} = 2,5 \text{ МПа}; T_{\text{вих}} = 273 \text{ К}$									
	$P_{\text{вих}} = 0,3 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$			$P_{\text{вих}} = 1,2 \text{ МПа}$		
N, кВт	5	10	20	5	10	20	5	10	20
G, кг/с	0,047	0,093	0,184	0,068	0,135	0,268	0,130	0,258	0,389
$Q_{\text{тг}}, \text{НМ}^3/\text{ч}$	228,5	454,4	903,7	332,3	660,7	1314,1	637,2	1267,2	2520,0
$D_{\text{кол}}, \text{м}$	0,22	0,3	0,43	0,24	0,34	0,47	0,33	0,41	0,41
$d_c/d_{\text{пр.ч}}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,28	0,401
$d_{\text{пр.ч}}/D_{\text{кол}}$	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,056	0,055
$d_c, \text{м}$	0,0030	0,0042	0,0059	0,0033	0,0046	0,0065	0,0046	0,0064	0,0091
$d_{\text{пр.ч}}, \text{м}$	0,0119	0,0168	0,0236	0,0131	0,0185	0,0261	0,0182	0,0230	0,0226
$d_{\text{вх}}, \text{м}$	0,010	0,014	0,020	0,012	0,016	0,023	0,016	0,022	0,031
$d_{\text{вих}}, \text{м}$	0,026	0,037	0,052	0,022	0,031	0,044	0,022	0,031	0,043
$T_{\text{вх}}, \text{К}$	329			312			293		
\bar{u}	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,12	0,12	0,144	0,144
$n_{\text{т}}, \text{об/хв}$	9245	6555	4650	6940	4924	3000	3000	3000	3000

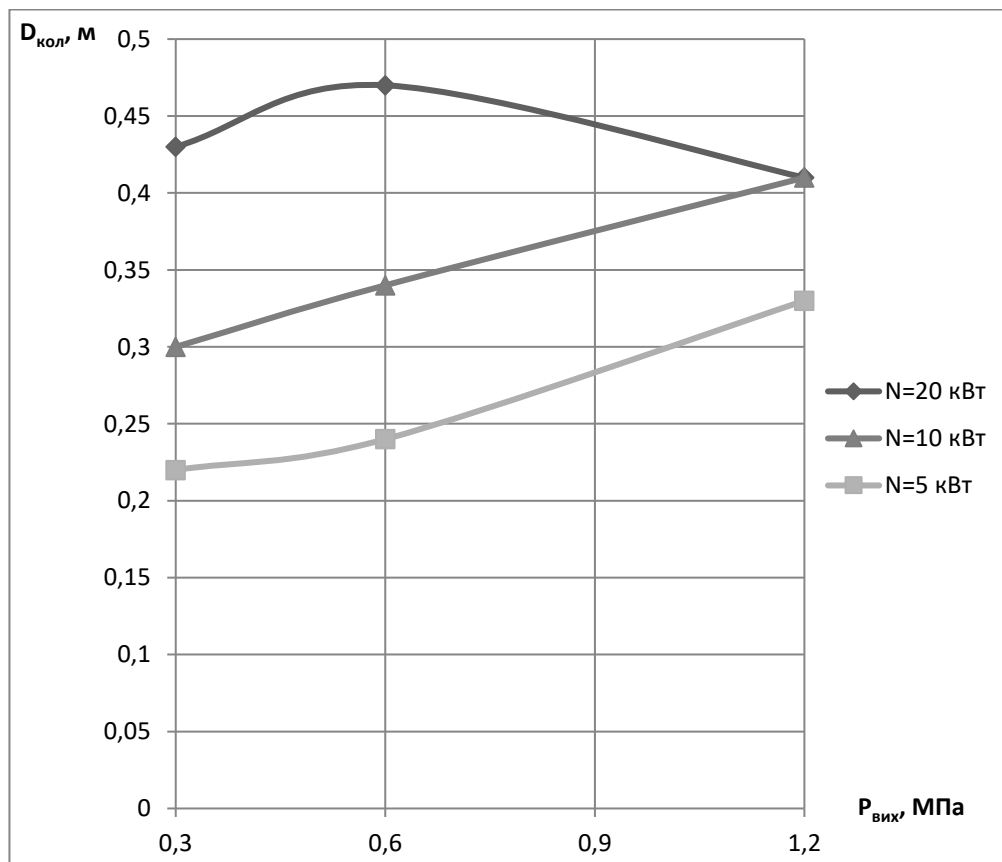


Рис.4.10. Залежність діаметра колеса турбіни від тиску на виході (при $T_{\text{вих}} = 273 \text{ К}$)

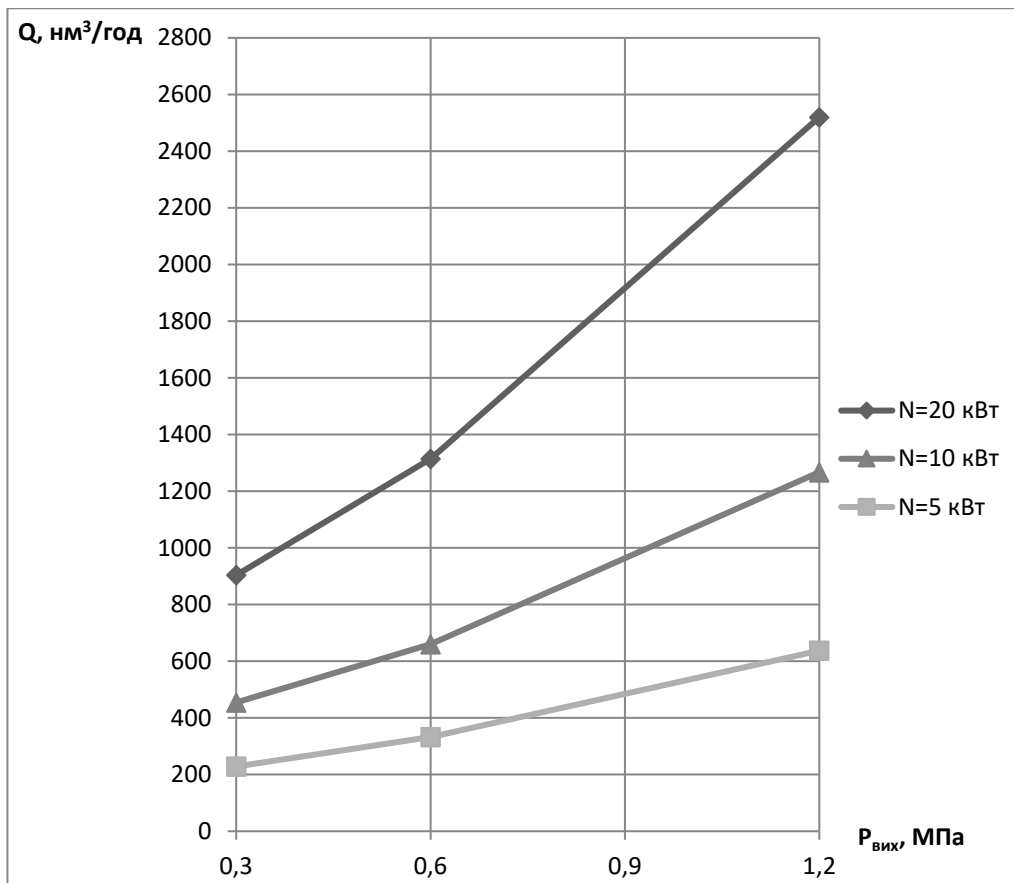


Рис.4.11. Залежність витрати газу від тиску на виході (при $T_{\text{вих}} = 273 \text{ K}$)

Із остаточних результатів обраний варіант розрахунку з потужністю генератора 5 кВт при тиску на виході 1,2 МПа та сконструйований турбогенератор для власних потреб ГРС. У якості генератора підібраний асинхронний електродвигун у вибухобезпечному виконанні. Турбогенератор виконаний у компактному циліндричному корпусі, де розташована турбіна та електрогенератор, що дозволяє забезпечити герметичність установки та простоту монтажу.

ВИСНОВКИ

1) У даній роботі були проведені розрахунки турбогенератора для власних потреб ГРС на базі вихрової розширювальної турбомашини при тиску на вході $P_{\text{вх}} = 2,5$ МПа для потужностей електрогенераторів $N_{\text{ТГ}} = 5; 10; 20$ кВт при різних тисках на виході $P_{\text{вих}} = 0,3; 0,6; 1,2$ МПа.

2) За результатом обчислень помітно, що при підвищенні тиску на виході буде відбуватися збільшення параметрів, таких як:

- необхідна масова витрата газу – G , кг/с;
- діаметр робочого колеса - $D_{\text{кол}}$, м;
- температура на виході з турбіни - $T_{\text{вих}}$, К.

3) Збільшення потужності електрогенератора призводить до зростання необхідної масової витрати газу та діаметра робочого колеса.

4) Необхідна температура на виході з турбіни $T_{\text{вих}} = 273$ К досягається шляхом підігріву газу перед генератором, що призводить до незначного зменшення витрати газу, діаметра робочого колеса та проточної частини. При цьому відбувається зменшення приведеної окружної швидкості або підвищення частоти обертання турбіни.

5) Для турбогенераторів із $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа при $N_{\text{ТГ}} = 20$ кВт та $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа при $N_{\text{ТГ}} = 5; 10; 20$ кВт можливе встановлення робочого колеса турбіни безпосередньо на валу електрогенератора, в інших випадках рекомендується використання понижувальної передачі для з'єднання вала турбіни з електрогенератором.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проєктованого обладнання

Небезпечні і шкідливі фактори, які можуть мати місце при експлуатації установки згідно ГОСТ 12.0003 - 74 «ССБТ. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори» наступні [6]:

- рухомі машини та механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- конструкції, що руйнуються;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні та його різка зміна;
- підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- підвищений рівень статичної електрики;
- відсутність або нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони.

Засоби захисту та методи боротьби з цими факторами:

Турбіна та генератор мають бути надійно заземлені відповідно до ГОСТ 12.2.007-75 «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів»[7];

При ремонті та наладці вимоги безпеки до робочого місця мають відповідати ГОСТ 12.2.061-81 «ССБТ Загальні вимоги безпеки до робочих місць».

Рівень шуму в зоні роботи обслуговуючого персоналу не повинен перевищувати значень, встановлених ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Шум. Загальні вимоги безпеки» [8].

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

Шкідливий вплив шуму на організм людини знижує його продуктивність праці, а стомлення робітників та операторів через сильний шум збільшує число помилок та сприяє виникненню травм. Шум на робочих місцях при тривалості дії більше 4 годин згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 ССБТ [8]. Шум не повинен перевищувати нормативних рівнів.

Джерелами шуму в проектованій вихровий турбіні можуть бути:

- газовий струмінь на виході з сопла;
- вихровий шум і шум від неоднорідності потоку;
- ненормальна робота підшипників;
- незбалансована маса колеса.

Під впливом сильного шуму (90-100 дБА) притупляється гострота зору, з'являються головні болі та запаморочення, змінюються ритми дихання та серцевої діяльності, підвищується внутрішньочерепний і кров'яний тиск, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.

Одним з найбільш потужних джерел шуму в турбіні є струмінь газу на виході з сопла. Шум струменя створюється в результаті турбулентного перемішування частинок газу, що мають велику швидкість витікання. У більшості випадків заходи по ослабленню цих шумів в джерелі виявляються недостатніми, тому додаткове, а часто й основне зниження шуму досягається шляхом встановлення глушника.

Захист обслуговуючого персоналу здійснювати відповідно до ГОСТ 12.1.003-83, ГОСТ 12.1.029-80 «ССБТ Засоби та методи захисту від шуму».

Для зниження рівня шуму в агрегаті до регламентованого необхідно дотримуватися наступних заходів:

- експлуатувати установку в номінальному режимі;
- ротор у зборі піддати динамічному балансуванню;
- своєчасно проводити огляди та планово-попереджувальні ремонти.

ГОСТ 12.1.003 - 83 ССБТ. Шум. загальні вимоги безпеки [8] передбачає наступні способи захисту від шуму:

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

- при розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зниження шуму, що впливає на людину на робочих місцях до значень, що не перевищують допустимі.

- зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище 80 дБ повинні бути позначені знаками безпеки. Працюючих в цих зонах необхідно забезпечувати засобами індивідуального захисту.

- повинен бути забезпечений контроль рівня шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

Рівень вібрації в зоні роботи обслуговуючого персоналу не повинен перевищувати значень, встановлених ГОСТ 12.1.012 - 90 «ССБТ. Вібраційна безпека» [9].

Вібраційна безпека праці повинна забезпечуватися:

1) системою технічних, технологічних та організаційних рішень і заходів щодо створення машин та обладнання з низькою вібраційної активністю;

2) системою проектних і технологічних рішень виробничих процесів, елементів виробничих процесів, елементів виробничого середовища, що знижують вібраційне навантаження на оператора;

3) системою організації праці та профілактичних заходів на підприємствах, що ослаблюють вплив вібрації на людину-оператора.

- основним способом забезпечення вібробезпечності має бути створення та застосування вібробезпечних машин;

- вібробезпечність праці повинна забезпечуватися:

1) дотриманням правил і умов експлуатації;

2) підтриманням належного технічного стану машини;

3) своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;

4) застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрації.

Впливи вібрації на людину-оператора класифікуються:

- за способом передачі вібрації на людину;

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у напрямку дії вібрації;
- за часовою характеристикою вібрації.

Найбільш небезпечною дією вібрації є вплив її на людину, котра обслуговує обладнання.

- Муфти, що з'єднують машину з електрогенератором повинні бути захищені запобіжними щитами.
- При профілактичних ремонтах, але не рідше, ніж 1 раз у 12 місяців необхідно перевіряти центрування установки.

При експлуатації установки необхідно дотримувати наступних вимог техніки безпеки:

- обслуговування установки повинно доручатися особам, які мають спеціальну підготовку, їх знання повинні бути перевірені та засвідчені в установленому порядку;

- проходи в приміщенні, де знаходиться установка, повинні забезпечувати доступ до всіх органів управління;

- при виконанні ремонтних робіт електрообладнання машини повинно бути відключене та вивішений забороняючий плакат;

- забороняється без зупинки машини виконувати будь-який ремонт та налагодження.

На робочих місцях не допускати погіршення штучного клімату.

Постійні робочі місця, котрі можуть знаходитися в приміщенні, повинні розташовуватися з урахуванням виконання вимог ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки». Для досягнення цієї мети необхідно використовувати звукоізолюючі приміщення та кабінки, звукозахисні екрани, а також інші засоби захисту від шуму, відповідно до вимог ГОСТ 12.1.029-80 «Засоби та методи захисту від шуму. Класифікація». Шумонебезпечні зони повинні бути позначені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76 «ССБТ Кольори сигнальні та знаки безпеки». У шумонебезпечних зонах обслуговуючий персонал повинен мати засоби індивідуального захисту органів слуху за ГОСТ 12.4.051-78 «ССБТ Засоби індивідуального захисту

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

органів слуху» та знати правила користування цими засобами захисту. Щорічно для обслуговуючого персоналу, що працює в шумонебезпечній зоні, необхідно проводити медичний огляд.

Оптимальні та допустимі величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря встановлюються для робочої зони виробничих приміщень за ГОСТ12.1.005-88 «Система стандартів безпеки праці. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони».

Трубопроводи, що застосовуються на виробництві, повинні бути виконані відповідно до ГОСТ 14202-69 «Трубопроводи промислових підприємств. Розпізнавальне забарвлення, попереджуючі знаки та маркувальні щитки».

- Вибухобезпечність:

Небезпечними та шкідливими чинниками, які впливають на людей в результаті вибуху, є: ударна хвиля, на фронті якої тиск перевищує допустиме значення; полум'я та пожежа; обвалення обладнання, комунікацій, конструкцій будівель та споруд та розльоту їх уламків; утворення під час вибуху та (або) вихід з пошкоджених апаратів шкідливих речовин, що містяться в них, та утримання цих речовин в повітрі у кількостях, що перевищують гранично-допустимі концентрації.

Вибухобезпечність повинна бути забезпечена заходами вибухопопередження та вибухозахисту, організаційними та організаційно-технічними заходами.

Основними параметрами, що характеризують вибухонебезпечність середовища, є: температура спалаху; область займання (температурні та концентраційні межі, межі вибуховості); температура самозаймання; нормальна швидкість поширення полум'я; мінімальний вибухонебезпечний вміст кисню (окислювача); мінімальна енергія запалювання; схильність до вибуху та детонації; чутливість до механічного впливу (удару та тертя).

Вимоги до вибухопопередження:

а) Для попередження вибуху необхідно виключити: утворення вибухонебезпечного середовища; виникнення джерела ініціювання вибуху.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						97
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибухонебезпечним середовищем є суміші речовин з повітрям та іншими окисниками, що здатні до вибухового перетворення; індивідуальні речовини, схильні до вибухового розкладання.

б) Джерелом для початку вибуху є: палаючі або розжарені тіла; електричні розряди; теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів; іскри від удару та тертя; ударні хвилі;

в) Попередження утворення вибухонебезпечного середовища та забезпечення у повітрі виробничих приміщень, вмісту вибухонебезпечних речовин, що не перевищує нижньої концентраційної межі займання з урахуванням коефіцієнта безпеки, повинне бути досягнуте контролем складу повітряного середовища, застосуванням герметичного обладнання; робочої та аварійної вентиляції; відведенням вибухонебезпечною середовища.

г) Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання необхідно забезпечити: застосуванням герметичного виробничого устаткування; підтриманням складу середовища поза областю займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) та флегматизуючих домішок; вибором швидкісних режимів руху середовища.

д) Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; обмеженням нагріву обладнання до температури нижче температури самозаймання; застосуванням матеріалів, які не створюють при зіткненні іскор, застосуванням вибухозахищеного електрообладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих джерел ініціювання вибуху.

- Пожежонебезпека.

Джерелами виникнення пожежі можуть бути: зупинка апарату та його пуск, куріння у недозволених місцях, джерела запалювання, пов'язані з електричною енергією; перевантаження мереж, що тягне за собою сильний розігрів струмоведучих провідників та загоряння ізоляції.

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки регламентовані ГОСТ 12.1.004-75 [10,11].

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок шумоглушника

Вихрова турбіна є джерелом інтенсивного шуму. Його характер аеродинамічний. Найбільш ефективним засобом вирішення цієї проблеми є установка глушників шуму в газопроводах, по яких транспортують зашумлені потоки.

Глушники шуму повинні, з одного боку, перегороджувати шлях шуму, а з іншого боку, не перешкоджати переміщенню робочого середовища. Остання вимога значною мірою визначає вибір можливих конструкцій глушника.

Крім того, до глушників у залежності від умов їх установки й експлуатації пред'являються специфічні вимоги, що обмежують їх габарити, форму, масу, вартість, використання тих чи інших конструкційних і поглинаючих звук матеріалів.

За принципом дії глушники поділяють на дві основні групи - відражаючі (реактивні) та дисипативні (активні).

У глушниках активного типу звукова енергія перетворюється в тепло у звукопоглинаючому матеріалі, який розміщують у внутрішніх порожнинах глушника. Гідравлічний опір у більшості випадків невеликий.

Трубчасті глушники круглого поперечного перерізу містять внутрішню перфоровану трубу та герметичний кожух, між якими розміщується звукопоглинаючий матеріал. Внутрішня перфорована труба слугує для утримання звукопоглинаючого матеріалу від видування [11,12].

У якості звукопоглинаючого матеріалу в даному глушнику застосовується супертонке або базальтове волокно щільністю 25 кг/м³. Оболонка зроблена зі склотканини марки Е-0,1 та перфорованого металевого листа.

Оскільки швидкість руху робочого тіла більша за 15 м/с, то при використанні облицювання з волокнистих матеріалів між перфорованою трубою та шаром ЗПМ розміщують вітрозахисне покриття з нещільних тканин чи сіток [13].

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						99
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

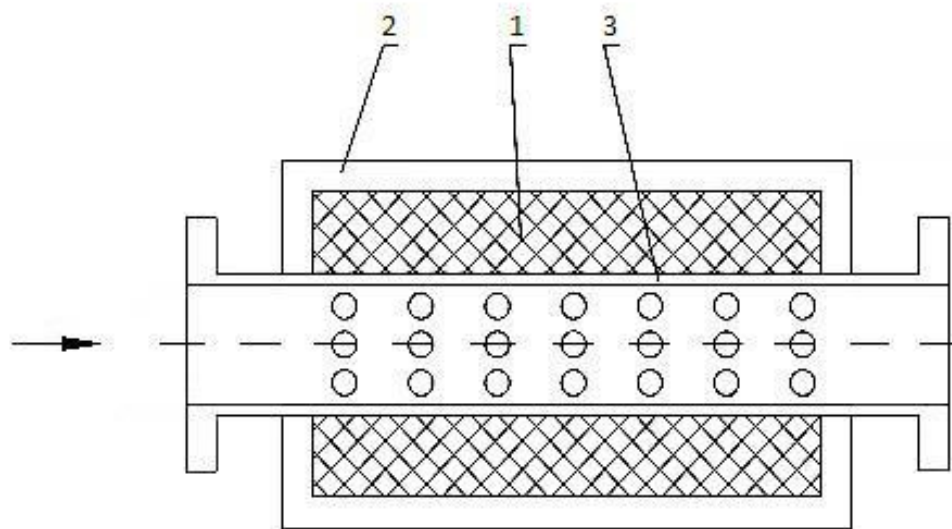


Рис.5.1 - Схема дисипативного трубчатого глушника

Будова глушника:

- 1) звукопоглинаючий наповнювач;
- 2) оболонка;
- 3) сітчаста труба.

Розрахунковим шляхом можна визначити шум газового струменя. При відсутності глушника рівень звукової потужності струменя можна визначити за формулою:

$$L_p = 80 \cdot \lg v_c + 20 \cdot \lg \rho_c + 10 \cdot \lg F_c + L_{p0},$$

де v_c - швидкість витікання газу, м/с;

ρ_c - густина потоку у вихідному перерізі патрубків, кг/м³;

F_c - площа патрубків, м²;

$L_{p0} = 52$ дБ - для холодних струменів.

$$L_p = 80 \cdot \lg 40 + 20 \cdot \lg 8,69 + 10 \cdot \lg 3,7 \cdot 10^{-4} + 52 = 113 \text{ дБ.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний рівень звукового тиску:

$$L_{\Sigma} = L_p - \theta - 20 \cdot \lg r + \Delta L_H,$$

де $\theta = 11$ дБ;

r - відстань до початкової ділянки струменя, м;

ΔL_H - поправка на направленість сумарного шуму струменя, для $90^\circ - 150^\circ$ $\Delta L_H = 4 - 7$.

Оскільки в даному випадку $r < 50$ м, то поглинання у повітрі не враховується.

$$L_{\Sigma} = 113 - 11 - 20 \cdot \lg 3 + 5,5 = 98 \text{ дБ.}$$

Акустичну ефективність глушника визначаємо розрахунком. Обчислюємо максимально можливі величини ефективності за формулою:

$$\Delta L_{\text{Еф}} = \Delta L_1 \cdot l + \delta,$$

де ΔL_1 - затухання низшої звукової хвилі у глушнику на довжині 1 м, дБ/м[14];

l - довжина глушителя, м;

δ - поправка на дифузорність звукового поля у глушнику, дБ.

Величина ΔL залежить від типу та розмірів глушника та приводиться у середньгеометричних частотах октавних смуг.

Обираємо трубчатий глушник з внутрішнім діаметром $D = 194$ мм, товщиною щита $H = 100$ мм, звідки площа його вільного перерізу $F = 0,02956 \text{ м}^2$.

δ - поправка на дифузорність звукового поля, дБ;

F - внутрішня площа каналу, м^2 ;

λ - довжина звукової хвилі у газовому середовищі, що протікає через глушник, м;

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						101
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda = \frac{c}{f},$$

де $c = 340$ м/с - швидкість звуку в газовому середовищі;

f - середньгеометрична частота октавної смуги, Гц.

Розрахунки будемо виконувати для глушника довжиною 1 м.

Результати заносимо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Розрахунок ефективності глушника

f	Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
λ	м	5,3969	2,72	1,36	0,68	0,34	0,17	0,085	0,0425
$\frac{\sqrt{F}}{\lambda}$	-	0,0319	0,0632	0,1264	0,2528	0,5056	1,0113	2,0227	4,0425
δ	дБ	0	0	0	0	0	2	6,5	8,8
ΔL_1	дБ/м	3,5	6,5	20	18	24	25	19	13
$\Delta L_{\text{ЕФ}}$	дБ	3,5	6,5	20	18	24	27	25,5	21,8

Із таблиці 5.1. видно, що обраний тип глушника особливо ефективно знижує шум на високих частотах, котрі характерні для даної вихрової турбіни на 21,8 - 27 дБ.

Визначаємо необхідну довжину глушника:

$$l_p = 1 \cdot \frac{\Delta L}{\Delta L_{\text{ЕФ}}},$$

де ΔL - перевищення рівня звукового тиску, дБ;

$$l_p = 1 \cdot \frac{18}{27} = 0,67 \text{ м.}$$

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Ванеев С.М. Вихревые и струйно-реактивные расширительные турбомашинны. «Вестник СумГУ» №10(94) - 2006 г.
2. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Овсейко И.В., Нестеренко В.А., Кухарев И.Е. Использование вихревых турбин в целях энергосбережения. СумГУ, ООО «ТРИЗ», г Сумы, Украина.
3. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 271 с.
4. Ванеев С.М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06 / Сергей Михайлович Ванеев – М., 1986. - 183с.
5. Использование вихревых турбин в целях энергосбережения С.М. Ванеев, канд техн наук, доц. Сумский государственный университет, ООО «ТРИЗ».
6. ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы – М.: Издательство стандартов, 1974 г.
7. ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление и зануление – М.: Издательство стандартов, 1981 г.
8. ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Шум. Общие требования безопасности».
9. ГОСТ 12.1.012 - 90 «ССБТ. Вибрационная безопасность».
10. ГОСТ 12.1.004 -75 «ССБТ. Пожарная безопасность».
11. Юдин Е. Я. Охрана труда в машиностроении – М.: Машиностроение, 1983 г.
12. Юдин Е. Я. справочник проектировщика. Защита от шума – М.: Машиностроение, 1985 г. - 400с.
13. Старобниский Р.Н. Методы теории цепей в задачах внутренней акустики машин – Труды ЦИАМ М.: 1980.
14. Защита от шума технологического оборудования ОАО «ГАЗПРОМ», СТО Газпром 2-3.5-043-2005. Москва. 2005 г.

					КМ 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103